

E 4524



BULETINUL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
DIN BRAȘOV

Vol. VIII - 1966

Seria A - Mecanică

E 4524



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică
Vol. VIII

OFFERT EN ÉCHANGE PAR
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE BRASOV
BIBLIOTHÈQUE CENTRALE
RÉPUBLIQUE SOCIALISTE ROUMANIE

L:049754

1966

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. Nițescu Gheorghe, prof.
dr. ing. Hoffmann Victor, prof. dr.
Damian Ion, conf. dr. ing. Untaru
Marin, conf. dr. Costea Constantin,
conf. ing. Radu Aurel.

COMITETUL DE REDACȚIE

prof. ing. Stănescu Ion, conf. ing. Tudoran Petre, prof. ing.
Mărdărescu Radu, prof. ing. Coșoreanu Ion, prof. ing. Wa-
nyorek Constantin, conf. dr. ing. Nicolaide Andrei, conf. dr. ing.
Vulcu Vasile, conf. ing. Erlitz Ivan, conf. Drăgulănescu Aurel.

Redactor-responsabil :

IONESCU I. GHEORGHE



SUMAR

MATEMATICI

	Pag.
1. A. Drăgulănescu: Asupra unor grafe simetrice — — — — —	1
2. M. Vidrașcu: Contribuții referitoare la nomogramele aproximative cu aplicații în statistică — — — — —	5
3. G. Orman: Observații asupra teoriei logice a opozițiilor lingvistice — — —	9
4. N. Tița: Operatori nucleari în spații numerabile, „Hilbertiene“ — — — —	11

ELECTROTEHNICA ȘI ELECTRONICA, HIDRAULICA

5. Gh. Cruțu: Asupra folosirii feritodiodelor și feritotranzistoarelor ca elemente de bază în unele circuite ale calculatoarelor electronice numerice — — —	13
6. Gh. Cruțu, Ch. Gust, I. Matlac, E. Mîcu: Contribuții asupra tiristorului ca element de circuit — — — — —	23
7. A. Todicescu: Contribuții la calculul tehnico-economic al conductelor de transport ale fluidelor — — — — —	33

MECANICA, REZISTENȚA MATERIALELOR, TEORIA MECANISMELOR, ORGANE DE MAȘINI

8. I. Deutsch: Încovoierea oblică plastică a unor secțiuni simple — — — —	45
9. I. Goia: Probleme de maxim și minim la încovoierea oblică — — — —	61
10. F. Dudiță: Criterii pentru proiectarea transmisiilor cardanice sincrone — —	73

TERMOTEHNICA, CONSTRUCȚIA DE AUTOMOBILE-TRACTOARE

11. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu: Cercetări privind supraalimentarea acustică a motoarelor cu piston — — — — —	77
12. E. Ionescu, S. Năstăsioiu, S. Popescu: Determinarea experimentală a momentului de inerție al transmisiei tractoarelor și automobilelor — — — — —	85
13. I. Drăghici, A. Jula, P. Alexandru: Rezultate ale cercetărilor privind amortizoarele telescopice auto — — — — —	97
14. D. Abăitâncii, T. Nagy, C. Sălăjan, F. Tănase: Supraalimentarea motoarelor Diesel de mică putere pentru tractor — — — — —	111

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

15. S. Crișan Gh. Secară: Ridicarea calității rulmenților prin superfinisarea căilor de rulare ale inelelor de rulmenți — — — — —	123
16. V. Vulcu: Influența intensității curgerii metalului lichid pe suprafața forme, asupra calității suprafeței pieselor turnate din fontă în forme crude — — —	131
17. C. Iliescu, I. Tureac: Contribuții la determinarea razei optime de îndoire a pieselor din tablă — — — — —	143

SOMMAIRE

MATHEMATIQUES

	Page
1. <i>A. Drăgulănescu</i> : Considerations sur certaines graphes symétriques — — —	1
2. <i>M. Vidraşcu</i> : Contributions concernant les nomogrammes approximatives appliqués en statistique — — — — — — — — — — — — — — —	5
3. <i>G. Orman</i> : Remarques sur la théorie logique des appositions linguistiques —	9
4. <i>N. Tiţă</i> : Opérateurs nucléaires en espaces nombratles „Hilbertiens“ — — —	11

ELECTROTECHNIQUE, ELECTRONIQUE ET HYDRAULIQUES

5. <i>Gh. Cruţu</i> : Sur l'usage des feritodiodes et feritotransistors comme elements de base on quelques circuits des calculateurs electroniques numériques — — —	13
6. <i>Gh. Cruţu, Ch. Gust, I. Matlac, E. Micu</i> : Contributions sur le thyristor comme élément de circuit — — — — — — — — — — — — — — —	23
7. <i>A. Todicescu</i> : Contributions au calcul tehnico-economique concernant les conduites de transport des fluides — — — — — — — — — — — — — — —	33

MÉCANIQUE, RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX, THEORIE DES MÉCANISMES, ORGANES DE MACHINES

8. <i>I. Deutsch</i> : La flexion gauche plastique de certaines barres a sections simples	45
9. <i>I. Goia</i> : Problèmes des valeurs de maximum et de minimum survenue a la flexion oblique — — — — — — — — — — — — — — —	61
10. <i>F. Dudiţă</i> : Critériums à projeter les transmissions synchroniques à cardan —	73

THERMOTECNIQUE, CONSTRUCTION DA AUTOMOBILES-TRACTEURS

11. <i>V. Hoffmann, N. Veştemeanu, M. Epureanu</i> : Recherches concernant la suralimentation acoustique des moteurs à piston — — — — — — — — — — —	77
12. <i>E. Ionescu, S. Năstăsoiu, S. Popescu</i> : Détermination expérimentale du moment d'inertie dans la transmission des tracteurs et automobiles — — — — — — —	85
13. <i>I. Drăghici, A. Jula, P. Alexandru</i> : Résultats concernant les recherches sur les amortisseurs télescopiques d'automobile — — — — — — — — — — — — — — —	97
14. <i>D. Abăitâncii, T. Nagy, C. Sălăjan, F. Tănase</i> : Suralimentation des moteurs Diesel à faible puissance pour tracteurs — — — — — — — — — — — — — — —	111

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

15. S. Crişan <i>Gh. Secară</i> : Vers une qualité supérieure des roulements par le superfinissage des gorges dans les bagnes du roulement — — — — — — —	123
16. <i>V. Vulcu</i> : Ecoulement du métal liquide pendant le remplissage à la surface du moule et son influence, sur la qualité des pièces coulées en fonte dans des moules à vert — — — — — — — — — — — — — — —	131
17. <i>C. Iliescu, I. Tureac</i> : Contributions à la détermination du rayon optimal à pliage des pièces de tôle — — — — — — — — — — — — — — —	143

SUMMARY

MATHEMATICS

	Pag.
1. <i>A. Drăgulănescu</i> : „About some symmetrical graphics“ — — — — —	1
2. <i>M. Vidraşcu</i> : „Contributions with regard to the approximate nomograms with applications in statistics“ — — — — —	5
3. <i>G. Orman</i> : „Observations on the logic theory of the lingvistical oppositions“	
4. <i>N. Tiţa</i> : „Nuclear operators in numberable „Hilberton“ spaces“ — — — — —	11

ELECTRICAL ENGINEERING, ELECTRONICS, HYDRAULICS

5. <i>Gh. Cruţu</i> : „Printing device for a numerical computer with semiconductor diodes and transistors“ — — — — —	13
6. <i>Gh. Cruţu, Ch. Gust, I. Matlac, E. Micu</i> : „Contributions concerning thyristors as a circuit element“ — — — — —	23
7. <i>A. Todicescu</i> : „Contributions to the technical-economical calculation of the transport pipes of fluides“ — — — — —	33

MECHANICS AND STRENGTH OF MATERIALS, THEORY OF MECHANISMS, MACHINE ELEMENTS

8. <i>I. Deutsch</i> : „Oblique plastic bending of some simple sections“ — — — — —	45
9. <i>I. Goia</i> : „Problems concerning the maximum and minimum at the oblique bending“ — — — — —	61
10. <i>F. Dudiţă</i> : „Criterious for designing of synchronous cardan transmissions“	73

HEATENGINEERING, CONSTRUCTION OF MOTOR — CARS AND TRACTORS

11. <i>V. Hoffmann, N. Veştemeanu, M. Epureanu</i> : „Investigation with regard to the acoustic supercharging of piston engines“ — — — — —	77
12. <i>E. Ionescu, S. Năstăsioiu, S. Popescu</i> : „Experimental determining of the moment of inertia of tractor and motor — car transmissions“ — — — — —	85
13. <i>I. Drăghici, A. Jula, P. Alexandru</i> : „Investigation results regarding to the telescopic dampers for motor — cars“ — — — — —	97
14. <i>D. Abăitancei, T. Nagy, C. Sălăjan, F. Tănase</i> : „Supercharging of small-power Diesel-engines for tractor“ — — — — —	111

THE TECHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

15. [S. Crişan] <i>Gh. Secară</i> : Quality rise of bearings by superfinishing of the ring race of bearings“ — — — — —	123
16. <i>V. Vulcu</i> : „Liquid metal flow within the filling period at the mould surface and the influence of this on the quality of castings from cast iron in green moulds“ — — — — —	131
17. <i>C. Iliescu, I. Tureac</i> : „Contributions for determining of optimum bending ray of parts made from sheet“ — — — — —	143

INHALTS VERZEICHNIS

MATHEMATIK

	Seite
1. A. Drăgulănescu: „Über einige symmetrische Graphen“ — — — — —	1
2. M. Vidraşcu: „Beiträge bezichend auf annähernde Nomogramme mit Anwendung in der Statistik“ — — — — —	5
3. G. Orman: „Bemerkungen über die Theorie der Logik der lingvistischen“ — Gegensätze“ — — — — —	9
4. N. Țița: „Nuklearoperatoren in zählbaren Hilberton-Räumen“ — — —	11

ELECTROTECHNIK, ELEKTRONIK, HYDRAULIK

5. Gh. Cruțu: „Über die Verwendung der Ferritdioden und Ferrittransistoren als Grundelement in einigen Schaltkreisen der elektronischen Ziffernrechner“	13
6. Gh. Cruțu, Ch. Gust, I. Matlac, E. Micu: „Beiträge über den Thyristor als Schaltkreiselement“ — — — — —	23
7. A. Todicescu: Beiträge zur technisch-ökonomischen Berechnung der Leitungen für Flüssigkeitstransport“ — — — — —	33

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBELEHRE UND MASCHINENELEMENTE

8. I. Deutsch: „Schiefe, bildsame Biegung einiger einfachen Querschnitte“ — —	45
9. I. Goia: „Höchst- und Mindestwertprobleme bei schiefer Biegung“ — — —	61
10. F. Dudiță: „Kriterien zur Entwerfung synchrone Kardangetriebe“ — — —	73

WÄRMELEHRE, KRAFTWAGEN — UND TRAKTORENBAU

11. V. Hoffmann, N. Veștemeanu, M. Epureanu: „Untersuchungen betreffend die akustische überbrennstoffzuführung der Kolbenmotoren“ — — — — —	77
12. E. Ionescu, S. Năstăsioiu, S. Popescu: „Praktische Bestimmung der Trägheitsmomente an Radschlepper — und Kraft — fahrzeugübertragungssystemen“ —	85
13. I. Drăghici, A. Iula, P. Alexandru: „Forschungsergebnisse über teleskopische Kraftfahrzeugstossdämpfer“ — — — — —	97
14. D. Abăitancei, T. Nagy, C. Sălăjan, F. Tănase: „Überbrennstoffzuführung bei Dieselmotoren kleiner Leistung für Traktoren“ — — — — —	111

TECHNOLOGIE DES MESCHINENBAUES

15. S. Crișan Gh. Secară: „Erhöhung der Güte für Wälzlager durch Feinschlachten der Rollbahn der Wälzlagererringe“ — — — — —	123
16. V. Vulcu: „Einfluss der Fließintensität des geschmolzenen Metalls auf des Formoberfläche, auf die Güte der oberfläche der in Nassgussformen gegossenen Gusseisenstücke“ — — — — —	131
17. C. Iliescu, I. Tureac: „Beiträge zum Bestimmen des optimalen Radiuses beim Biegen von Bleschwerkstücken“ — — — — —	143



СОДЕРЖАНИЕ

МАТЕМАТИКА

	Стр.
1. А. Дрэгулэнеску: Относительно некоторых симметрических граф — — —	1
2. М. Видрашку: Вклад относящийся к приближительным номограммам с применением в статистике — — — — — — — — — —	5
3. Г. Орман: Замечания относительно логической теорий лингвистических противопоставлений — — — — — — — — — —	9
4. Н. Тица: Едерные операторы в счётных „Гилбертовых” пространствах —	11

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА, ЭЛЕКТРОНИКА, ГИДРАВЛИКА

5. Г. Круцу: „Об использований фиритодиодов и фиритотранзисторов в качестве основных элементов в некоторых электронных цифровых счётчиков.	13
6. Г. Круцу, К. Густ, И. Матлак, Е. Мику: Вклад относящийся к тиристоры как элементы цепи — — — — — — — — — —	23
7. А. Тодическу: Вклад в технику — экономический расчёт труб для провода жидкостей — — — — — — — — — —	33
8. И. Доич: Косси пластический изгиб некоторых простых сечений — — —	45
9. И. Гоя: Вопросы максимума и минимума при косом изгибе — — — —	61
10. Ф. Дудицэ: Критерий для проектирования карданных синхронных передач.	73

ТЕПЛОТЕХНИКА, КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

11. В. Хоффманн, Н. Вештемяну, М. Епуряну: Исследования в связи с акустическим переснабжением прошевых двигателей — — — — — — —	77
12. Е. Попеску, С. Нэстэсою: Опытное определение момента инерции передачи тракторов и автомобилей — — — — — — — — — —	85
13. И. Дрэгич, А. Жула, П. Александру: Результаты исследований в связи с автомобильными телескопическими амортизаторами — — — — — — —	97
14. Д. Абэитэнчий, Т. Нагй, Қ. Сэлэжан, Флоря Тэнасе: Переснобжение дизельных двигателей малой силы для тракторов — — — — — — — —	111

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

15. **С. Кришан** Г. Секарэ: Повышение качества подшипников чистовой обработкой катальных путей колец подшипников — — — — — 123
16. В. Вулку: Теучесть псидкого металла во время наполнения на поверхности формы и влияние последней на качество деталей литых из чугуна в сырые формы — — — — — 131
17. К. Илиеску, И. Туряк: Вклад в определение наилучшего радиуса изгиба песчаных деталей — — — — — 143

ДОПОЛНЕНИЕ

1413

15. — — — — — 123

16. — — — — — 131

17. — — — — — 143

18. — — — — —

19. — — — — —

20. — — — — —

21. — — — — —

22. — — — — —

23. — — — — —

24. — — — — —

25. — — — — —

26. — — — — —

27. — — — — —

28. — — — — —

29. — — — — —

30. — — — — —

31. — — — — —

32. — — — — —

33. — — — — —

34. — — — — —

35. — — — — —

36. — — — — —

37. — — — — —

38. — — — — —

39. — — — — —

40. — — — — —

41. — — — — —

42. — — — — —

43. — — — — —

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. VIII — 1966

Matematici



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. VIII — 1966

Mathematics



BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome VIII — 1966

Mathematiques



MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band VIII — 1966

Mathematik



ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том VIII — 1966

Математика



ASUPRA UNOR GRAFE SIMETRICE

Conf. A. DRĂGULĂNESCU

Graficul $G(X, U)$ unde X este mulțimea vîrfurilor, iar U mulțimea arcelor existente, este simetric dacă :

$$(x, y) \in U \Rightarrow (y, x) \in U, \text{ pentru orice } x \in X \text{ și } y \in X \text{ și antisimetric dacă :}$$

$$(x, y) \in U \Rightarrow (y, x) \notin U$$

În (1) se stabilește o formulă care dă numărul circuitelor de lungime trei pentru un graf complet antisimetric.

Ne propunem să determinăm numărul ciclurilor de lungime q într-un graf în care oricare ar fi vîrfurile x și y să existe două arce de sens contrar să le unească.

Un ciclu (simplu) este un șir de arce $(u_1, u_2, \dots, u_n)$ astfel că extremitatea finală a fiecărui arc coincide cu extremitatea inițială a arcului următor, iar extremitatea finală a ultimului arc coincide cu extremitatea inițială a primului arc.

Notînd cu a_{ij}^1 numărul arcelor care unesc x_i cu x_j , matricea pătrată asociată grafului cu n vîrfuri este $A = (a_{ij}^1)$ iar determinantul corespunzător acestei matrici este :

$$\sum (-1)^{[i_1 \dots i_n]} a_{i_1 i_1}^1 a_{i_2 i_2}^2 \dots a_{i_n i_n}^n \quad (1)$$

auma fiind extinsă la toate cele $n!$ permutări :

$$\begin{pmatrix} 1 & 2 & \dots & n \\ i_1 & i_2 & \dots & i_n \end{pmatrix}$$

O permutare poate conține $0, 1, 2, \dots, p$ cicluri de lungime q dacă pq este cel mai mare multiplu de q cuprins în n .

Să considerăm permutarea identică :

$$\begin{pmatrix} 1, 2, 3, \dots, n \\ 1, 2, 3, \dots, n \end{pmatrix} \quad (2)$$

Permutînd două elemente între ele (de exemplu 2 cu 7) se obține un ciclu de lungime doi (în exemplul nostru $\begin{pmatrix} 2 & 7 \\ 7 & 2 \end{pmatrix}$), apoi permutînd un al treilea element cu oricare din elementele ciclului de lungime doi se obțin $2!$ cicluri de lungime trei.

Prin permutarea unui alt element cu toate elementele ciclului de lungime $q-1$ se obțin $(q-1)!$ permutări cu câte un ciclu de lungime q .

Deci ciclurile de lungime q se obțin prin $(q-1)$ inversiuni și numărul permutărilor care conțin un ciclu de lungime q și $n-q$ cicluri de lungime unu (a_1^1) este

$$(q-1)! C_n^q \quad (3)$$

Este evident că numărul permutărilor formate din: un ciclu de lungime q , un ciclu de lungime p și $n-(p+q)$ cicluri de lungime unu este

$$(p-1)!(q-1)! C_n^q C_{n-q}^p$$

deoarece acești termeni se obțin din (3) prin $p-1$ inversiuni schimbând un element din cele $n-q$ elemente rămase, cu oricare element al ciclului de lungime q .

Numărul permutărilor care conțin cicluri de lungime $q, p_1, p_2, \dots, p_k$ cu $q \neq p_1 \neq p_2 = \dots \neq p_k$ și $q + p_1 + \dots + p_k = n$ este

$$\xi_1 = (q-1)!(p_1-1)!\dots(p_k-1)! C_n^q C_{n-q}^{p_1} C_{n-q-p_1}^{p_2} \dots C_{n-(q+p_1+\dots+p_k)}^{p_k} \quad (4)$$

Pentru determinarea permutărilor formate din p cicluri de lungime q , dacă $pq \leq n$, vom considera permutarea cu un singur ciclu de lungime n

$$a_1^1 a_2^2 \dots a_{q+1}^q a_{q+2}^{q+1} \dots a_{n-q+1}^{n-q} a_{n-q+2}^{n-q+1} \dots a_{n-1}^{n-1} a_n^n \quad (5)$$

Dacă intervertim elementele 1 și $n-q+1$ obținem permutarea formată din un ciclu de lungime q și unul de lungime $n-q$

$$(a_1^1 a_2^2 \dots a_{q+1}^q \dots a_{n-q}^{n-q-1} a_1^{n-q}) (a_{n-q+2}^{n-q+1} \dots a_{n-1}^{n-1} a_{n-q+1}^n) \quad (6)$$

Efectuind în (5) toate permutările elementelor de rang i cu $i+q$, unde $i=1, 2, \dots, n-q$ obținem pq permutări cu cicluri de lungime q și $pq-q$.

În (6) primul ciclu

$$a_1^1 a_2^2 \dots a_{n-q+1}^{n-q} a_1^{n-q}$$

are $n-q$ elemente. Permutând fiecare element i cu $i+q$ unde $i=1, 2, \dots, n-q$, obținem $pq-q$ permutări de formă:

$$(a_1^1 a_2^2 \dots a_{n-2q}^{n-2q}) (a_{n-2q+1}^{n-2q+1} \dots a_{n-q+1}^{n-q+1}) (a_{n-q+2}^{n-q+2} \dots a_n^n)$$

Procedînd tot așa mai departe cu ciclurile $pq-2q, pq-3q, \dots$ pînă ce acestea se reduc la un ciclu de lungime q avem

$$pq \cdot [(p-1)q] \dots [(p-p+1)q] = q^p [p(p-1)(p-2) \dots 1] = q^p p!$$

cicluri de lungime q . Aceasta înseamnă că numărul permutărilor ce conțin p cicluri de lungime q este de $q^{p-1}(p-1)!$ ori mai mic decît al permutărilor ce conțin un ciclu de lungime pq : $(pq-1)! C_n^{pq}$ adică,

$$\begin{aligned} \frac{(pq-1)! C_n^{pq}}{q^{p-1}(p-1)!} &= \frac{(pq-1)! n(n-1) \dots (n-pq+1)}{q^{p-1}(p-1)!(pq)!} = \frac{n(n-1) \dots (n-pq+1)}{q^p p!} = \\ &= \frac{[(q-1)!]^p n(n-1) \dots (n-pq+1)}{p!(q!)^p} = \frac{[(q-1)!]^p C_n^q C_{n-q}^q \dots C_{n-(p-1)q}^q}{p!} \end{aligned}$$

Deci numărul ξ_p al permutărilor formate din p cicluri de lungime q este :

$$\xi_p = \frac{[(q-1)!]^p C_n^q C_{n-q}^q \dots C_{n-(p-1)q}^q}{p!} \quad (7)$$

În consecință numărul ξ al ciclurilor de lungime q este :

$$\xi = \sum_{p=1}^{\alpha} p \xi_p$$

unde ξ_p sînt dați de (4) și (7), iar α este cel mai mare număr întreg care satisface inegalitatea : $\alpha q \leq n$

Résumé

On montre que pour un graphe symétrique $G(x, U)$ quels que soient $x \in x, y \in x; (x, y) \in U, (y, x) \in U$ le nombre des cycles de longueur q est.

$$\sum_{p=1}^{\alpha} p \cdot \xi_p$$

où les ξ_p sont donnés par les relation (4) et (7) et α par

$$\alpha = \sup_{i \in \mathbb{N}} i \left\{ i q \leq n \right\}$$

Summary

It is shown that in a symmetrical graphe for ale $G(x, U)$ $x \in X, y \in Y, (x, y) \in U, (y, x) \in U$ the cycle of length q is given by the formula

$$\sum_{p=1}^{\alpha} p \cdot \xi_p$$

where the are giren by the relations (4) and (7) and by

$$\alpha = \sup_{i \in \mathbb{N}} i \left\{ i q \leq n \right\}$$

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird gezeigt, daß in einem symmetrischen Graph $G(x, U)$ in dem für beliebige $x \in X$, $y \in X$, folgt $(x, y) \in U$, $(y, x) \in U$, die Zahl der Zyklen mit der Länge q von folgender Formel gegeben wird:

$$\sum_{p=1}^{\alpha} p \cdot \xi_p$$

wo von den Beziehungen (4) und (7) gegeben sind und α von

$$\alpha = \sup_{i \in N} i \left\{ i q \leq n \right\}$$

Резюме

В этой работе показывается, что в одном симметрическом графе $G(x, U)$ в котором для всякого $x \in X$ и $y \in X$, имеем $(x, y) \in U$ и $(y, x) \in U$, число ξ циклов длины q , данно формулой

$$\sum_{p=1}^{\alpha} p \cdot \xi_p$$

где ξ_i данны формулами (4) а (7), и α данно формулой

$$\alpha = \sup_{i \in N} i \left\{ i q \leq n \right\}$$

Bibliografie

1. CLAUDE BERGE : *Theorie de graphes et ses applications*. Pag. 127. Ed. Dunod Paris 1963.
-

CONTRIBUȚII REFERITOARE LA NOMOGRAMELE APROXIMATIVE, CU APLICAȚII ÎN STATISTICĂ

Conf. VIDRAȘCU MARIA

1. Aproximarea nomogramelor cu contact de tangentă prin nomograme cu puncte și suporți concurenți.

Metoda construirii nomogramei și condițiile suficiente pentru nomografare.

În lucrarea [2] s-au arătat contribuțiile teoretice referitoare la aproximarea nomogramelor cu contact de tangentă și s-a indicat ca aplicație construirea de nomograme cu suporți paraleli pentru legile de probabilitate X^2 și „Student”.

Pentru legea de probabilitate „Student” s-a constatat că sup $|\Delta|$ a fost de ordinul 0,16. Acesta ne-a îndemnat să trecem la studiul teoretic al aproximării nomogramelor cu contact de tangentă cu nomograme cu suporți concurenți, curbele w fiind înlocuite prin puncte.

$$\text{Fie ecuația de nomografiat : } F(u, v, w) = 0 \quad (1.1)$$

și domeniul de nomografiat G , dat prin inegalitățile :

$$u_1 \leq u \leq u_2 ; v_1 \leq v \leq v_2 ; w_1 \leq w \leq w_2 \quad (1.2)$$

Din ecuația (1.1) obținem

$$v = f(u, w) = v(u, w) \quad (1.3)$$

Eroarea răspunsului pentru v , se va evalua cu mărimea

$$\delta(v) = \frac{\Delta v}{\varphi(v)} \quad (1.4)$$

Această mărime va servi și pentru evaluarea exactității aproximării ecuației (1.1) în construirea nomogramei. După cum s-a spus mai sus, scara pentru răspuns a nomogramei în acest caz va trebui să aibă caracteristica constantă, determinată prin funcția $\varphi(v)$.

Urmind un procedeu asemănător cu cel din lucrarea [2] se obține în acest caz pentru

$$\lambda_{\tau} = - \frac{(\alpha y_2 - 1) dy_1}{(\alpha y_1 - 1) dy_2} \quad (1.5)$$

iar condiția necesară de nomografiere în cazul de față este

$$\frac{\partial^2}{\partial u \partial w} \ln \frac{v^1 u}{\varphi(v)} - 2 \frac{\partial^2}{\partial u \partial w} \ln(1 - \alpha y_2) \geq 0 \text{ sau } \leq 0 \quad (1.6)$$

2. Poziția punctului Q. Ținând seama de concluziile teoretice, din punct de vedere geometric poziția cea mai bună a punctului Q_0 care aproximează curba $w = w_0$ este arătată în figurile 1 și 2.

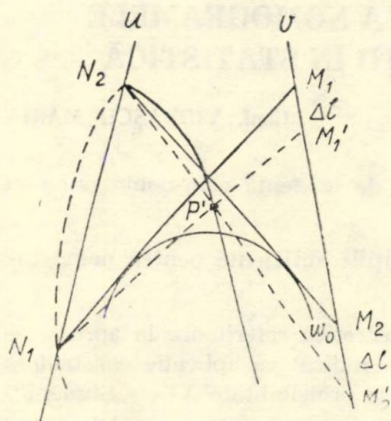


Fig. 1. Prezentarea geometrică a expunerii teoretice din § 1.4.

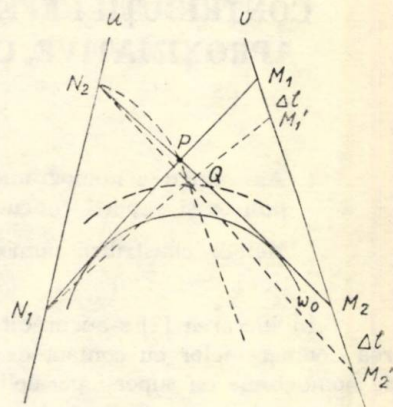


Fig. 2. Prezentarea geometrică a expunerii teoretice din § 1.4.

Mai departe se arată că alegerea valorilor lui w_0 și α se va face în așa fel ca : $\sup |\Delta|$ (vezi fig. 2), să aibă în domeniul $w_1 \leq w \leq w_2$; $-\infty < \alpha < +\infty$ valoarea cea mai mică. În final, după ce s-a găsit și forma analitică a erorii de aproximare s-a verificat că pentru legea de probabilitate „Student“ :

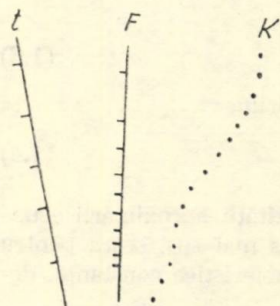


Fig. 3. O prezentare geometrică a nomogramei distribuției „Student“ din statistică.

$$F(t, k) = \frac{\Gamma\left(\frac{k+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{k}{2}\right)\sqrt{k\pi}} \int_0^t \left(1 + \frac{t^2}{k}\right)^{-\frac{k+1}{2}} dt \quad (2.1)$$

se poate construi o nomogramă cu scări concurente pentru F și t , iar scara variabilei k este formată dintr-o mulțime de puncte.

S-a constatat că pentru $\alpha = 0,5$, marginea superioară a erorii de aproximare $\sup |\Delta|$ este de ordinul 0,01, un rezultat mai bun decât 0,16. În plus, cu o astfel de nomogramă se micșorează și mai mult erorile citirilor.

Résumé

Dans le travail on fait des considerations théoretiques que la nomogramme avec un contact de tangence se remplace par une nomogramme dans laquelle les curves sont remplacées par points, mais les supports sont concourants. On montre que ces nomogrammes peuvent être appliquées en statistique (repartition „Student“).

Summary

In the work there are made theoretical considerations that the nomogram with a contact of tangency should be replaced by a nomogram in which the curves should be substituted by points but the scale-supports must be competitive. There is shown how this nomogram can be applied in statistics („Student's“ repartition).

Zusammenfassung

In der Arbeit werden theoretische Betrachtungen angestellt betreffend die Ersetzung eines Nomogrammes mit Tangenzkontakt durch ein Nomogramm in dem die Kurven durch Punkte ersetzt werden sollen, aber die Träger der Skalen Konkurrenten sein sollen. Es wird gezeigt wie dieses Nomogramm in der Statistik angewendet werden (Verteilung „Student“).

Резюме

В работе излагаются теоретические соображения о том, что номограмма в соприкосновении с касательной заменяется номограммой, в которой кривые заменяются точками, а супорты шкал сходятся в одной точке. Указывается применение этих номограмм в статистике (распределение „студент“).

Bibliografie

1. LASCU BAL și FR. RADO: „*Lecții de nomografie*“ Ed. tehnică, București, 1956.
 2. VIDRAȘCU MARIA: „*Contribuții la nomografierea unor relații care conțin integrale definite, cu aplicații în statistică*“.
-

CHAPTER I

The first part of the book is devoted to a general survey of the history of the subject. It begins with a brief account of the early attempts to explain the phenomena of life, and then proceeds to a more detailed examination of the various theories which have been advanced from time to time.

CHAPTER II

In the second chapter, the author discusses the various methods which have been employed to study the phenomena of life. He begins with a description of the methods of observation, and then proceeds to a discussion of the methods of experiment. He also discusses the methods of analysis, and the methods of synthesis.

CHAPTER III

The third chapter is devoted to a discussion of the various theories which have been advanced to explain the phenomena of life. It begins with a discussion of the theory of spontaneous generation, and then proceeds to a discussion of the theory of biogenesis.

CHAPTER IV

In the fourth chapter, the author discusses the various theories which have been advanced to explain the phenomena of life. He begins with a discussion of the theory of spontaneous generation, and then proceeds to a discussion of the theory of biogenesis.

CHAPTER V

The fifth chapter is devoted to a discussion of the various theories which have been advanced to explain the phenomena of life. It begins with a discussion of the theory of spontaneous generation, and then proceeds to a discussion of the theory of biogenesis.

OBSERVAȚII ASUPRA TEORIEI LOGICE A OPOZIȚIILOR LINGVISTICE

Asist. GABRIEL ORMAN

În cele ce urmează vom folosi definițiile și terminologia din [1] pentru a trage unele concluzii interesante, ce se desprind din studiul structurii claselor de proporționalitate, unde se demonstrează propoziția : „dacă opoziția (A_1/B_1) este proporțională cu opoziția (A_2/B_2) , atunci are loc una din următoarele două situații :

$$1) A_1 = A_2, B_1 = B_2; \quad 2) A_1 \neq A_2, B_1 \neq B_2''$$

Reamintim că mulțimea $A \cap B$ se numește *baza* opoziției dintre A și B : iar $A - B$ și $B - A$ se numesc *mulțimile diferențiale* ale opoziției dintre A și B . Două opoziții (A_1/B_1) și (A_2/B_2) sînt *omogene* dacă au aceeași bază, adică $A_1 \cap B_1 = A_2 \cap B_2$.

Opoziția (A_1/B_1) se spune că este *proporțională* cu opoziția (A_2/B_2) dacă au aceleași mulțimi diferențiale : $A_1 - B_1 = A_2 - B_2$ și $B_1 - A_1 = B_2 - A_2$.

Dacă avem numai $A_1 - B_1 = A_2 - B_2$ opoziția (A_1/B_1) este *proporțională la stînga* cu opoziția (A_2/B_2) ; iar dacă $B_1 - A_1 = B_2 - A_2$ opoziția (A_1/B_1) este *proporțională la dreapta* cu opoziția (A_2/B_2) .

Propoziția 1. Dacă opoziția (A_1/B_1) este proporțională la stînga cu opoziția (A_2/B_2) și $A_1 = A_2$, atunci cele două opoziții sînt și omogene.

Demonstrație : Din $A_1 = A_2 = A$ și $A_1 - B_1 = A_2 - B_2$ obținem $A - (A - B_1) = A - (A - B_2)$ de unde rezultă $A_1 \cap B_1 = A_2 \cap B_2$.

Propoziția 2. Dacă opoziția (A_1/B_1) este proporțională la dreapta cu opoziția (A_2/B_2) și $B_1 = B_2$, atunci cele două opoziții sînt și omogene.

Demonstrație : Avem $B_1 = B_2 = B$ și $B_1 - A_1 = B_2 - A_2$. Se deduce imediat că $B - (B - A_1) = B - (B - A_2)$ și de aici $A_1 \cap B_1 = A_2 \cap B_2$.

Observația 1. Este evident că propozițiile 1 și 2 rămîn adevărate și în cazul cînd opoziția (A_1/B_1) este proporțională cu opoziția (A_2/B_2) .

Propoziția 3. Dacă opoziția (A_1/B_1) este omogenă în raport cu opoziția (A_2/B_2) iar $A_1 = A_2$ (sau $B_1 = B_2$), atunci cele două opoziții sînt și proporționale.

Demonstrație : Se dă $A_1 = A_2 = A$ și $A_1 \cap B_1 = A_2 \cap B_2$. Scriind că $A \cap B_1 = A - (A - B_1)$ și $A \cap B_2 = A - (A - B_2)$ obținem $A_1 - B_1 = A_2 - B_2$; iar din $A = A - (B_1 - A) = A - (B_2 - A)$ rezultă $B_1 - A_1 = B_2 - A_2$. Se observă că în aceste condiții opozițiile coincid.

Propoziția 4. Dacă opoziția (A_1/B_1) este proporțională cu opoziția (A_2/B_2) iar $A_1 = B_2$ (sau $B_1 = A_2$), atunci cele două opoziții sînt și omogene.

Demonstrație : Știm $A_1 = B_2 = \lambda$ și $A_1 - B_1 = A_2 - B_2$ (1), $B_1 - A_1 = B_2 - A_2$ (2). Se obține imediat $\lambda - (\lambda - B_1) = \lambda - (A_2 - \lambda)$. Dar $\lambda - (\lambda - B_1) = \lambda \cap B_1$ și $\lambda - (A_2 - \lambda) = \lambda$ adică $\lambda \cap B_1 = \lambda$ (3). Raționînd la fel, din $\lambda - (B_1 - \lambda) = \lambda - (\lambda - A_2)$, rezultă $\lambda = A_2 \cap \lambda$ (4). Relațiile (3) și (4) conduc la $\lambda \cap B_1 = A_2 \cap \lambda$. Demonstrația este asemănătoare dacă luăm $B_1 = A_2$.

Observația 2. În condițiile propoziției 4 mulțimea A_1 este o submulțime a mulțimii B_1 , iar mulțimea B_2 este o submulțime a mulțimii A_2 , sau invers.

Propoziția 5. Dacă opoziția (A_1/B_1) este omogenă în raport cu opoziția (A_2/B_2) iar $A_1 = B_2$ (sau $B_1 = A_2$) atunci opoziția (A_1/B_1) va fi proporțională cu opoziția (B_2/A_2) .

Demonstrație : Avem $A_1 = B_2 = \lambda$ și $A_1 \cap B_1 = A_2 \cap B_2$. Trebuie arătat că $A_1 - B_1 = B_2 - A_2$ (5) și $B_1 - A_1 = A_2 - B_2$ (6). Scriind $\lambda = (\lambda - B_1) \cup (\lambda \cap B_1) = (\lambda - A_2) \cup (A_2 \cap \lambda)$ obținem $A_1 - B_1 = B_2 - A_2$, adică relația (5). Apoi, din $\lambda = \lambda - (B_1 - \lambda) = \lambda - (A_2 - \lambda)$ se găsește $B_1 - A_1 = A_2 - B_2$ care este relația (6). Dacă se ia $B_1 = A_2$ demonstrația este asemănătoare.

În concluzie, se poate spune că două opoziții proporționale avînd cîte un termen egal sînt totdeauna omogene, opozițiile coincidînd în acest caz. Dar, două opoziții omogene avînd cîte un termen egal nu sînt totdeauna proporționale, după cum am arătat în propoziția 5.

Zusammenfassung

In diesen Anmerkungen werden einige genügende Bedingungen gegeben, so dass zwei Oppositionen (A_1/B_1) und (A_2/B_2) homogen oder kongruierend sind.

Es wurden Definitionen und die Terminologie S. Marcus aus dessen Buch „Linguistica Mathematica“, Editura didactică și pedagogică, București 1963, verwendet.

Am schluss werden die Bedingungen gezeigt, unter denen die Oppositionen (A_1/B_1) und (B_2/A_2) proportional sind.

Резюме

Употребляя дефиниции и терминологию Маркуса Соломона из книги „Linguistica Mathematică“, Editura didactică și pedagogică, București 1963, данны в этом отрывке, несколько условий достаточны чтобы два противопоставления (A_1/B_1) и (A_2/B_2) совпадали.

В конце, показывается в каких условиях противопоставление (A_1/B_1) — пропорционально с противопоставлением (B_2/A_2) .

Bibliografie

1. SOLOMON MARCUS : *Linguistica Matematică* E.D.P. București 1963.

OPERATORI NUCLEARI ÎN SPAȚII NUMERABIL-HILBERTIENE

N. TIȚA

În prezenta lucrare se dă o caracterizare a operatorilor nucleari din spații numerabil-hilbertiene, folosind noțiunea de mulțime nucleară.

Pentru început se definesc unele elemente ce se vor folosi în cursul lucrării.

Definiția 1. Se numește învelitoare biconvexă a șirului (x_k) de elemente ale spațiului liniar E , mulțimea :

$$\Gamma^2(x_k) = \{x | x \in E, \quad x = \sum_{k=1}^{\infty} \xi_k x_k, \quad \sum_1^{\infty} |\xi_k|^2 \leq 1\}$$

Definiția 2. Mulțimea V se numește nucleară, în raport cu mulțimea absolut convexă U^1 , dacă există un șir (x_k) cu $\sum_1^{\infty} (x_k)_U < \infty^2$ și $V \subset \Gamma^2(x_k)$.

Definiția 3. O mulțime A , închisă, absorbantă, $(\bigcup_1^{\infty} A = E)$ și absolut convexă se numește corp.

Reamintim că un spațiu H se numește numerabil-hilbertian, dacă se definește în el o familie numerabilă de produse scalare, fiecare determinînd cîte o normă $(\|\varphi\|_n = \sqrt{\langle \varphi, \varphi \rangle_n}, \varphi \in H, \text{ norme care verifică o anumită condiție de compatibilitate ([2], [3])}$.

Fie H_n completarea lui H prin norma $\|\cdot\|_n$. Este știut [1] că H este Hilbert dacă $H = \bigcap_1^{\infty} H_n$.

Teorema 1. [2]. Orice operator nuclear $A : H \rightarrow H$, H fiind spațiu Hilbert, este de forma :

$$Af = \sum_1^{\infty} \lambda_i \langle f, l_i \rangle l_i, \quad \sum_1^{\infty} \lambda_i < \infty$$

$\{l_i\}$ fiind o bază ortonormală a lui H .

[1]. U este absolut convex — dacă pentru orice scalari α, β în condițiile $|\alpha| + |\beta| < 1$ și $x, y \in U$ avem $\alpha x + \beta y \in U$.

[2]. Vezi [3] $(x_k)_U$ este valoarea funcționalei lui Minkovski în punctul

În legătură cu aceasta se dă :

Teorema 2. Orice operator nuclear în H este de forma :

$$Af = \sum_{i=1}^{(n)} \lambda_i \langle f, l_i \rangle l_i, \quad \sum_{i=1}^{(n)} \lambda_i < \infty \quad (n = 1, 2, \dots)$$

unde f este un element din H privit ca element al lui H_n .

Demonstrație : Este imediată ținând seama că pentru n fixat ne aflăm în spațiul H_n care este spațiul Hilbert și deci este valabilă T_1 și de asemenea

$A = \bigcup_{n=1}^{\infty} A_n$, unde A este mulțimea operatorilor nucleari H și A_n mulțimea operatorilor nucleari în H_n .

Teorema 3. Orice operator nuclear $A : H \rightarrow H$ transformă mulțimile mărginite în mulțimi nucleare în raport cu vecinătățile absolut convexe ale originii.

Demonstrație : Se consideră ca mulțime mărginită sfera unitate ($\|f\| \leq 1$). Se consideră $\lambda_i l_i = x_i$ și $\langle f, l_i \rangle = \xi_i$

Rezultă

$$Af = \sum_{i=1}^{\infty} x_i \xi_i, \quad \text{cu} \quad \sum_{i=1}^{\infty} |\xi_i|^2 = \sum_{i=1}^{\infty} |\langle f, l_i \rangle|^2 = \|f\|^2 \leq 1$$

Ținând seamă și de faptul că pentru orice vecinătate absolut convexă a originii avem $\sum_{i=1}^{\infty} |x_k|_U < \infty$ demonstrația este încheiată.

Teorema 4. Orice operator nuclear în H transformă mulțimile mărginite în mulțimi nucleare în raport cu orice corp din H .

Demonstrație : Rezultă imediat din teoremele 2 și 3, dacă se ține seama de faptul că în H orice corp este o vecinătate absolut convexă a originii [4].

Zusammenfassung

Es wird eine Charakterisierung der Kernoperatoren mit Hilfe von Kernmengen gegeben.

Резюме

Дается одна характеристика ядерных операторов с помощью ядерной множестве.

Bibliografie

1. GHELFAND și ȘILOV : *Obobščennie funkții* — vip. 2
2. GHELFAND și ȘILOV : *Obobščennie funkții* — vip. 4
3. MITIAGHIN : *U.M.N.* 4 (1961)
4. RAICOV : *Ob odnom svoistve iadernih prostranstv* *U.M.N.* 5 (1957)
5. V. ISTRĂȚESCU : *Studii și cercetări matematice* 5 (1963).

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. VIII — 1966

Electrotehnică și electronică, hidraulică

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. VIII — 1966

Electrical engineering, Electronics, Hydraulics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome VIII — 1966

Electrotechnique, Electronique, Hidraulique

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band VIII — 1966

Elektrotechnik und Elektronik, Wassertechnik

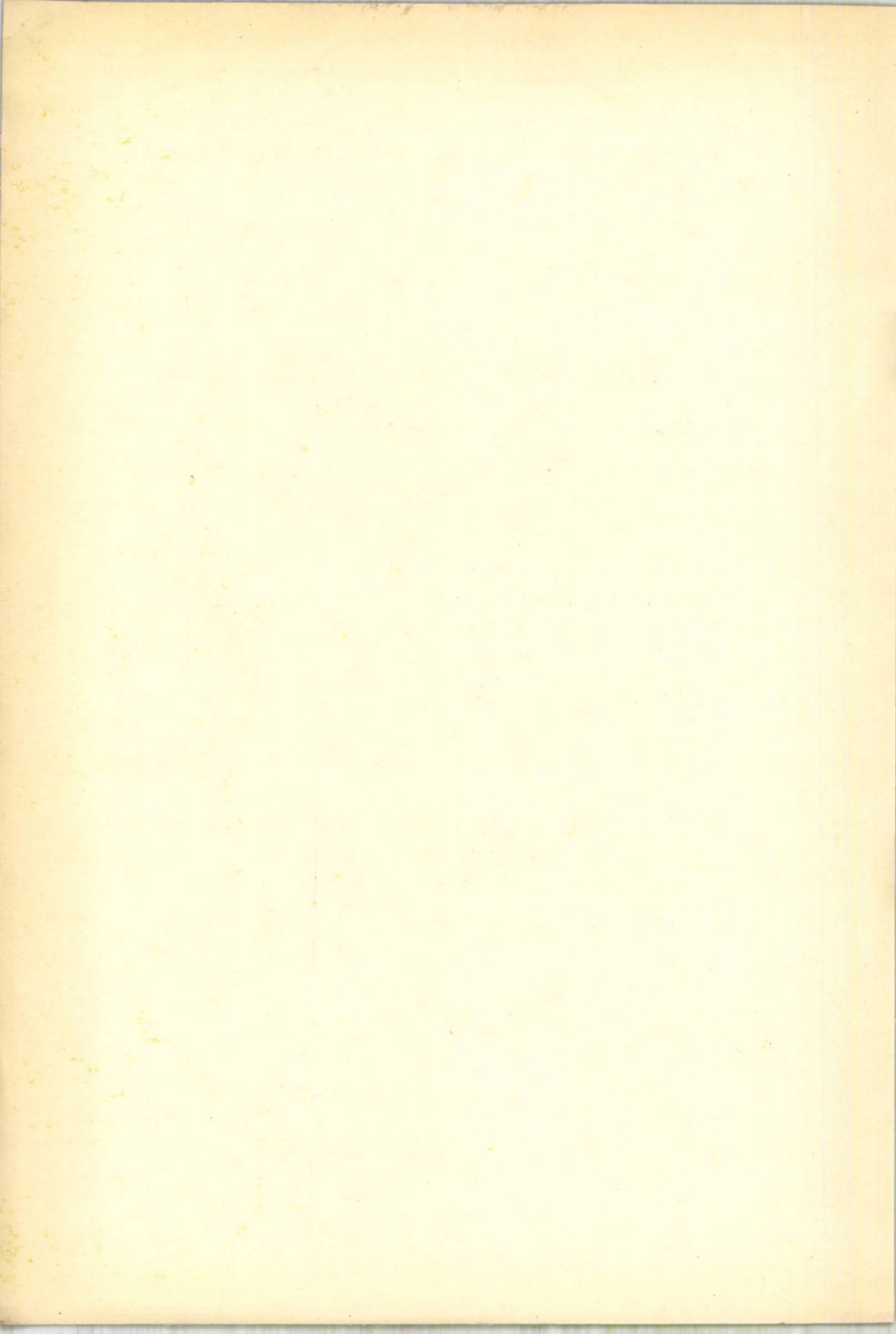
★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том VIII — 1966

Електротехника, електроника, гидравлика



ASUPRA FOLOSIRII FERITODIODELOR ȘI FERITOTRANZISTOARELOR CA ELEMENTE DE BAZĂ ÎN UNELE CIRCUITE ALE CALCULATOARELOR ELECTRONICE NUMERICE

ing. GH. CRUȚU

1. Torul de ferită în regim de comutație

Remanența magnetizării și ciclul histerezis de o formă apropiată de cea dreptunghiulară a torurilor de ferită, a permis folosirea lor în circuitele de memorie și comutare. Celor două stări stabile de magnetizare remanentă $+B_r$ și $-B_r$ fig. 1 a, li se pot asocia cifrele în sistemul binar 1 respectiv 0.

Pentru memorarea cifrei 1 în miezul toroidal de ferită din fig. 1b, se aplică înfășurării de înregistrare n_1 un impuls de curent I_1 , de un sens și o intensitate corespunzătoare cîmpului $+H_m$ [5].

[9], [3] fig. 1 a.

$$H_m = \frac{I_1 n_1}{l} \quad (1)$$

l — este lungimea medie a circuitului magnetic.

După încetarea acțiunii cîmpului exterior, inducția scade de la valoarea de saturație $+B_m$ la inducția remanentă $+B_r$. Pentru siguranța trecerii miezului într-o stare stabilă se ia $H_m = 2H_c$, unde H_c este cîmpul coercitiv. Un nou impuls I_1 , nu schimbă starea 1 a miezului, dar variația $\Delta B = B_m - B_r$ și deci a fluxului corespunzător, induce în înfășurări o t.e.m. perturbatoare e' fig. 1 a.

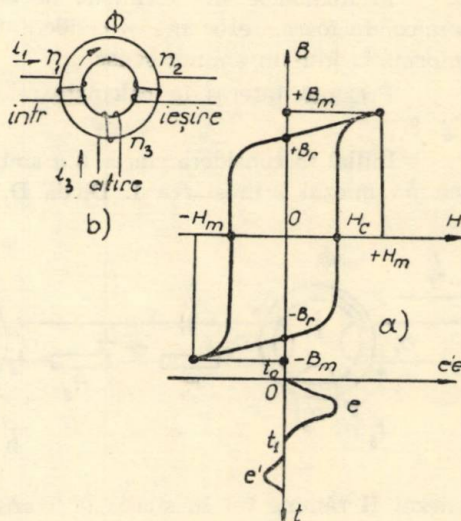


Fig. 1. Ciclul histerezis a miezurilor de ferită

„Citirea“ informației se face la aplicarea impulsului I_3 . În înfășurarea n_2 datorită variației fluxului Φ , se induce o t.e.m.

$$e = n_2 \frac{d\Phi}{dt} \quad (2)$$

Miezul se remagnetizează și se memorează cifra 0. Variația inducției de $a - B_m$ a $-B_r$, provoacă din nou apariția t.e.m. perturbatoare $e' < e$, care este cu atât mai pronunțată cu cât ciclul histerezis are o formă mai depărtată de cea dreptunghiulară, definit prin coeficientul de rectangularitate :

$$\beta = \frac{B_r}{B_m} \quad (3)$$

Pentru ciclul histerezis considerat dreptunghiular $\beta = 0,8 - 0,97$.

Timpul necesar remagnetizării miezului t_c , numit și timp de comutare sau de basculare, reprezintă practic intervalul de timp în care fluxul magnetic variază de la 0 la 90 % din valoarea maximă. Timpul de remagnetizare se micșorează cu creșterea cîmpului H_m .

$$\frac{1}{t_c} = f(H_m) \quad (4)$$

Durata impulsului t.e.m. din (2) este arătată în fig. 1 a.

$$t_c = t_1 - t_0 \quad (5)$$

Pentru torurile de ferită $t_c = 0,5 - 1 \mu s$.

2. Feritodioda

Feritodiodele sînt elemente de circuit formate din toruri de ferită, diode semiconductoare, rezistențe și condensatoare. Cu ajutorul lor se poate transmite informația într-un anumit sens.

Prezintă interes în calculatoarele numerice feritodiodele în circuit bitact fig. 2.

Inițial se consideră starea 0 a ambelor miezuri. Impulsul de curent I_1 , fig. 2, comută miezul I în starea 1. Dioda D_1 nu conduce, curentul prin n_1 este mic,

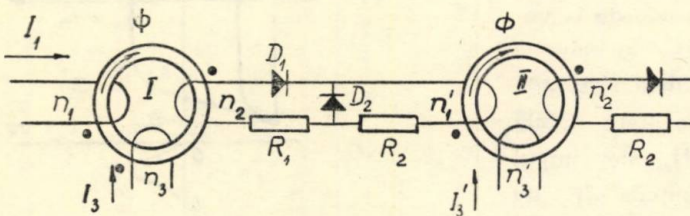


Fig. 2. Feritodioda

miezul II rămîne tot în starea 0. Transmiterea informației din miezul I se face prin aplicarea impulsului de baleiaj sau de tact I_3 , care comută miezul I în starea 0. Fluxul magnetic din interiorul miezului variază astfel încît în înfășurarea

n_2 se introduce o t.e.m. cu o polaritate corespunzătoare conducției diodei D_1 și a blocării diodei D_2 . Impulsul de curent care străbate înfășurarea n_1' comută miezul II în starea 1.

Transmiterea informației din miezul II în miezul III se face prin aplicarea celui de-al doilea impuls de comutare I_3 . Se induce o t.e.m. în n_1' , dar aceasta nu provoacă o reînregistrare a cifrei 1 în miezul I, întrucât dioda D_2 conduce și semnalul se închide prin D_2 și R_2 . Metoda de calcul a feritotranzistorului, pe care o indicăm mai jos și care a dat rezultate bune în practică, presupune unele ipoteze simplificatoare [3]. Dimensiunile torului de ferită sînt: l — lungimea medie a circuitului magnetic și S — secțiunea transversală. Fluxul de comutare,

$$\Phi_m = S B_m \quad (5)$$

iar tensiunea indusă într-o înfășurare n_1 ,

$$U_i = \frac{n_1 \Phi_m}{t_c} \quad (6)$$

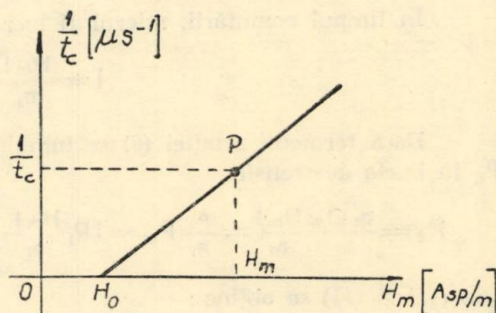


Fig. 3. Variația timpului de comutare t_c în funcție de intensitatea cîmpului magnetic H_m

Timpul de comutare t_c se alege în funcție de viteza de lucru impusă.

Rezistențele R_1 și R_2 limitează curenții prin diode. Punem condiția $R_1 + R_2 \gg r_D$ unde r_D este rezistența directă a diodelor. Cînd se face comutarea miezului II din starea 0 în starea 1, în înfășurarea n_1' se induce o tensiune electromotoare iar la borne apare tensiunea $U_{n1'}$. Prin dioda D_2 va trece un curent mai mic decît valoarea maximă admisibilă I_{Dm} dacă,

$$r_D + R_2 \geq \frac{U_{n1'}}{I_{Dm}} \quad (7)$$

Practic se ia $R_2 = (3 \div 5) r_D$.

Cîmpul corespunzător inducției magnetice de saturație B_m presupus constant, este legat de timpul de comutare t_c prin relația (3)

$$\frac{1}{t_c} = f(H_m) = \frac{1}{s} (H_m - H_0) \quad (8)$$

în care s este coeficientul de comutare totală, cuprins între 0,4 — 1 $0e/\mu s$ pentru feritele folosite, H_m — este cîmpul în Asp/m , iar H_0 — este aproximativ egal cu cîmpul coercitiv. Intensitatea cîmpului H_m o deducem folosind graficul din fig. 3, corespunzător relației (8).

La aplicarea impulsului de curent I_3 , ambele miezuri sînt comutate: miezul I în starea 0 iar miezul II în starea I. Se poate scrie ecuația:

$$\frac{n_2 \Phi_m}{t_{cI}} = I R_t + \frac{n_1' \Phi_m}{t_{cII}} \quad (9)$$

în care $R_t = R_1 + R_2 + r_D$; I — curentul din circuitul de transfer iar t_{cI} și t_{cII} timpul de comutare a miezurilor I respectiv II. Dacă miezurile și înfășurările sînt identice

$$t_{cI} = t_{cII} = t_c \text{ iar } H_{mI} = H_{mII} = H_m$$

puterea disipată în fiecare miez va fi :

$$P_{mI} = P_{mII} = P_m = \frac{\varnothing_m H_m I}{t_c} \quad (10)$$

În timpul comutării, miezul II lucrează în gol, deci :

$$I = \frac{H_m l}{n_1} \quad (11)$$

Dacă termenii relației (9) se înmulțesc cu (11) se obține puterea disipată P_d în bucla de transfer :

$$P_d = \frac{n_2 \varnothing_m H_m I}{t_c n_1} = \frac{n_2}{n_1} P_m = I R_t \frac{H_m I}{n_1} + \frac{n_1 \varnothing_m H_m I}{t_c n_1} = I R_t \frac{H_m I}{n_1} + P_m \quad (12)$$

Din (12) și (11) se obține :

$$\frac{n_2}{n_1} P_m = I R_t \frac{H_m I}{n_1} + P_m = R_t \frac{H_m^2 I^2}{n_1^2} + P_m \quad (13)$$

Raportul $\frac{n_2}{n_1}$ se ia în practică egal cu 2, iar $n_3 \gg n_1$.

Dacă se înlocuiește P_m din (10) se obține numărul de spire

$$n_1 = \sqrt{\frac{R_t H_m I t_c}{\varnothing_m}} \quad (14)$$

iar curentul maxim,

$$I_{3m} \approx 8 \frac{n_1}{n_3} I \quad [3] \quad (15)$$

Puterea totală absorbită de generatorul de baleiaj $P \approx 4 P_m$.

3. Feritotranzistorul

Tranzistoarele, ca elemente active de circuit au avantajul că amplifică impulsurile, se adaptează bine cu impedanța de ieșire a miezului magnetic, blochează și conduce ferm informația transmisă.

Schema unui feritotranzistor este reprezentată în fig. 4. Înregistrarea cifrei 1 în miezul I se face prin aplicarea impulsului I_1 . T.e.m indusă în n_2 alimentează joncțiunea emitor-bază în sens invers. Tranzistorul rămîne blocat.

Impulsul următor I_3 , comută miezul I în starea 0. Tranzistorul T_1 se deblochează, prin n'_1 circulă curentul de colector, care comută miezul II în starea 1. Între colector și bază, prin intermediul înfășurărilor n_4 , n_2 și miezul I se produce o reacție care face să apară un proces regenerativ. Negativarea bazei crește

întrucît curentul de colector prin n_4 are același sens cu impulsul I_3 . Tranzistorul ajunge rapid la regimul de saturație. Timpul de comutare, deci de remagnetizare, scade.

Dimensionarea elementelor ferotranzistoare sînt condiționate de regimul de blocare și saturare al tranzistorului [10], [5], [3].

Față de feritodiode, feritotranzistoarele prezintă următoarele caracte-

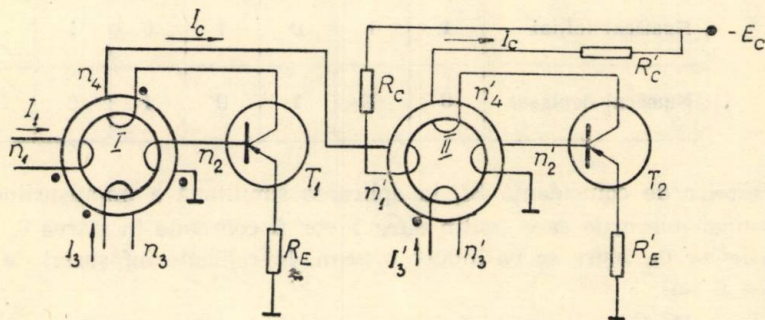


Fig. 4.
Feritotranzistorul

ristici : puterea necesară transmiterii informației este luată de la sursa $-E_c$ impulsul de comutare poate avea o valoare mică, necesară doar deblocării tranzistorului, transmiterea inversă a informației este exclusă total din cauza impedanței foarte mari a tranzistorului blocat.

4. Registre cu feritodiode și feritotranzistoare

În fig. 5 prezentăm schema unui registru de deplasare. Fiecare miez are șase înfășurări : n_1 și n_1 sînt înfășurări de înregistrare, n_3 de citire, n_2 de transfer, n de basculare și n_4 de ieșire.

Considerăm că în cele șase miezuri numerotate de la I la VI, este înregistrat numărul 110101, conform tabelului 1. După o serie de șapte impulsuri,

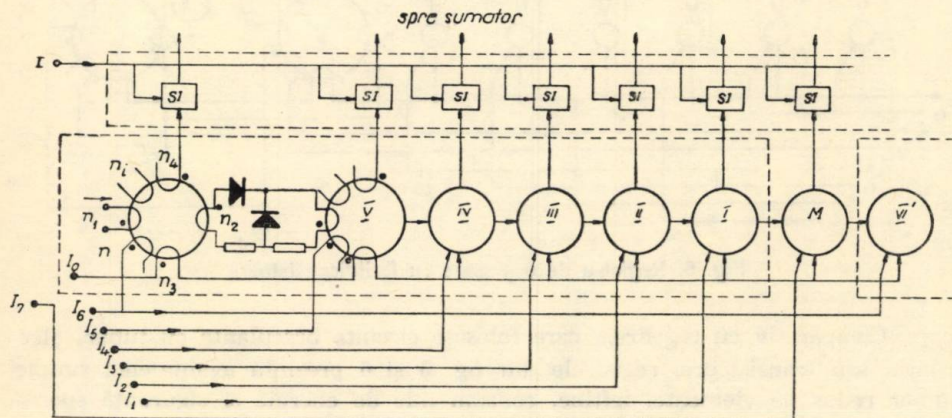


Fig. 5. Registru de deplasare cu feritodiode

în succesiunea $I_1 - I_7$, conform § 2, numărul se deplasează spre dreapta cu un rang. Conținutul registrului poate fi transferat în sumator prin intermediul cir-

Tabelul 1

Numărul de ordine al miezurilor	VI	V	IV	III	II	I	M	VI'
Numărul inițial	1	1	0	1	0	1		0
Numărul deplasat	0	1	1	0	1	0		1

cuitelor de coincidență SI, la aplicarea simultană a impulsurilor I_0 și I. Astfel numai miezurile care conțin cifra 1 vor fi comutate în starea 0, iar în înfășurările lor de ieșire se va induce o t.e.m. În celelalte înfășurări de ieșire semnalul va fi nul.

Mărimea impulsului I_0 și numărul de spire al înfășurărilor n_2 și n_3 , trebuie alese astfel ca să se asigure comutarea miezurilor în starea 0 și în prezența impulsului de transfer.

În registrul cu feritotranzistoare din fig. 6 a fost înlăturată reacția dintre colector și bază. Blocarea tranzistoarelor este asigurată printr-o sursă de tensiune slabă $+E_b$.

Funcționarea registrului cu deplasarea numerelor spre stînga din fig. 6 este asemănătoare cu cea din fig. 5.

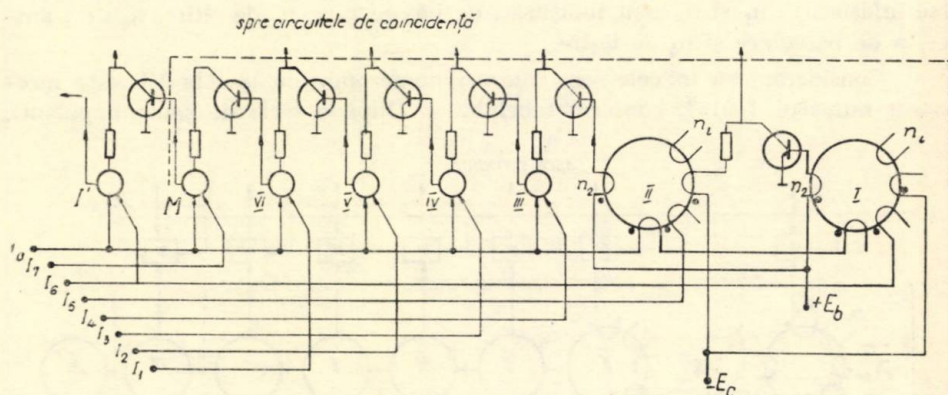


Fig. 6. Registru de deplasare cu feritotranzistoare

Comparativ cu registrele care folosesc circuite basculante cu tuburi electronice sau tranzistoare, registrele din fig. 5 și 6 prezintă avantajele: simple, număr redus de elemente, ieftine, consum mic de energie și siguranță sporită în funcționare.

5. Contoare (numărătoare de impulsuri)

Contorul din fig. 7 are un număr de $n=3$ celule. Capacitatea de numărare este: $N=2^n - 1 = 7$. În miezul I se înregistrează succesiv cifra 1 și 0,

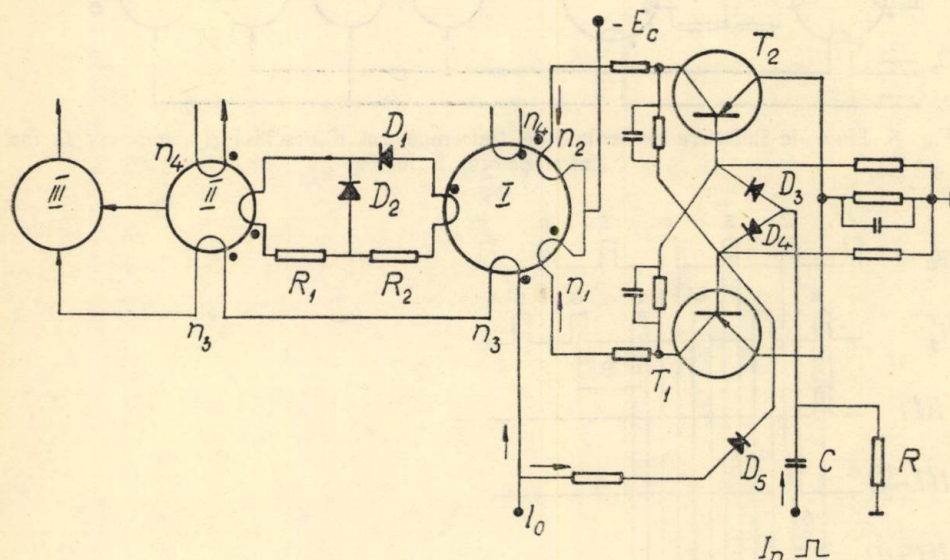


Fig. 7. Contor binar cu miezuri de ferită

aplicând impulsurile I_n prin circuitul de diferențiere CR și diodele D_3, D_4 , a circuitului basculant realizat cu tranzistoarele T_1 și T_2 . Când conduce T_1 în miezul I se înregistrează cifra 1, iar când conduce T_2 , cifra 0. Numărătorul se aduce la zero prin aplicarea impulsului I_0 . Prin dioda D_5 , baza tranzistorului T_1 primește un impuls pozitiv. T_1 se blochează iar T_2 conduce. Curentul de colector al tranzistorului T_2 trece prin n_2 în sensul curentului I_0 .

În tabelul 2 arătăm starea binară a fiecărui miez în funcție de numărul de impulsuri I_n .

Tabelul 2

III	II	I	Numărul de impulsuri
0	0	1	1
0	1	0	2
0	1	1	3
1	0	0	4
1	0	1	5
1	1	0	6
1	1	1	7
0	0	0	8

6. Linii de întârziere

Mai multe feritodiode legate în serie, pot forma o linie de întârziere, fig. 8 (întrerupătorul K deschis). Impulsurile I_0 și I'_0 produse de două generatoare, cu aceeași perioadă de repetiție Θ și defazate cu $\frac{\Theta}{2}$ fig. 9, stabilesc miezurile

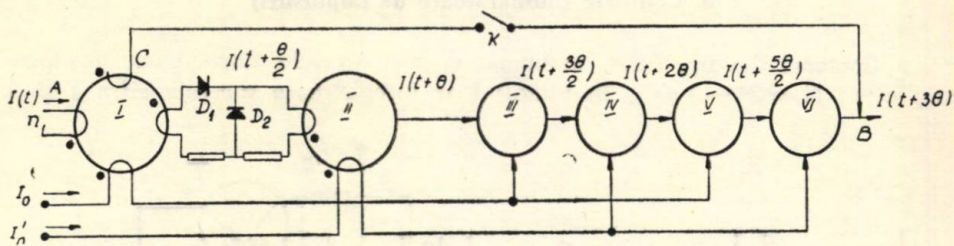


Fig. 8. Linie de întârziere cu feritodiode (întrerupătorul K deschis) și numărător în inel (întrerupătorul K închis)

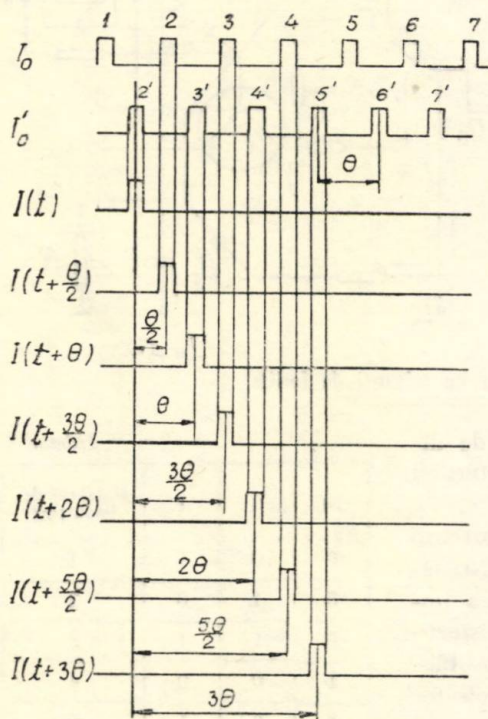


Fig. 9. Diagrama de transmitere în timp a informației

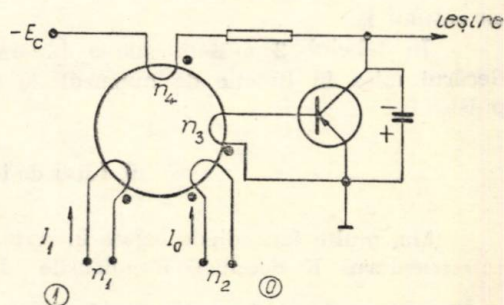


Fig. 10. Circuit basculant dinamic cu miez de ferită

în stare 0; I_0 comută miezurile I, III și V, iar I'_0 miezurile II, IV și VI. Se aplică la timpul t , între două impulsuri I'_0 (de exemplu între 1 și 2 fig. 9) un impuls $I(t)$. Miezul I este comutat în starea 1. Impulsul 2 aplicat la timpul $t + \frac{\Theta}{2}$ comută miezul I în starea 0. Apare un impuls de transfer $I(t + \frac{\Theta}{2})$ care comută miezul II în starea 1. După încă un interval de timp $\frac{\Theta}{2}$ impulsul 3 comută miezul II în starea 0 și se transmite în miezul III impulsul $I(t + \Theta)$.

În felul acesta impulsurile I_0 și I'_0 „conduc” informația spre ieșire. Impulsul de ieșire este întârziat în timp față de cel de intrare cu trei intervale de tact, deci cu 3Θ .

Dacă se închide întrerupătorul K fig. 8, prin legarea ieșirii B cu intrarea C, schema se transformă într-un *numărător în inel*, numit și *registru cu circulație continuă*. Semnalul introdus în miezul I prin înfășurarea n_1 circulă încontinuu prin cele șase miezuri de ferită.

Circuitul basculant din fig. 10 este realizat cu un feritotranzistor. Prin aplicarea impulsurilor I_1 și I_0 se basculează circuitul în starea 1 respectiv 0.

Résumé

Dans ce travail on décrit sommairement les propriétés des noyaux magnétiques dans les circuits de commutation. On y présente aussi des schémas représentatifs des dispositifs composants des calculateurs numériques, avec des performances supérieures aux calculateurs utilisés à présent.

Summary

In this paper the properties of magnetic cores, used in the commutation circuits and of the ferit diode ferit transistor are described.

Representative schedules of the numerical computer parts are exposed, with more efficient performances as those of the computers used at present.

Zusammenfassung

Es werden kurz die Eigenschaften der Ferritdioden und Ferrittransistoren behandelt, deren Verwendung in Schaltkreisen, sowie einige typische Schaltungen von Bauteilen der Ziffernrechner unter Verwendung obengenannter Bauelemente. Derartige Schaltungen weisen gegenüber den bisher üblichen eine Reihe von Vorteilen auf.

Резюме

Описываются кратко свойства магнитных сердечников в коммутационных про-
водах, феритодиода и феритотранзистор.

Даются представительные схемы отдельных приспособлений, являющихся со-
ставными элементами цифровых вычислительных машин с высшими показателями по
сравнению с теми применяющимся в настоящее время.

Bibliografie

1. ALEXIN I., BALANESCU C., CATUNEANU V., DANILIUC N., RUSU N.: *Circuite de comunicație cu miezuri magnetice*. Telecomunicații 7, Nr. 1 1963.
 2. CATUNEANU V. M.: *Considerații asupra teoriei algebrice a circuitelor de comutație cu miezuri magnetice*. Telecomunicații Nr. 4 1962.
 3. I. FELEA și colectiv: *Circuite cu tranzistoare în industrie II*.
 4. SIMBOTIN C., TANASICIUC CL.: *Comutația statică în automatică și telemecanică*. Ed. tehnică 1965.
 5. MARINESCU N., BARBU E.: *Teoria circuitelor de comutație*. Ed. D. P. 1964.
 6. SANDU D.: *Metodă de calcul al memoriei cu ferite, bazată pe circuitul echivalent în timpul comutării*. Automatica și electronica Nr. 5 1964.
 7. AFANASIEV O. E. și P. M. GRÎTOVSCHI: *Folosirea materialelor feromagnetice în dispozitivele de automatizare și în tehnica calculatoarelor*. Automatica — Telemecanica — Sveazi. Nr. 3 1965.
 8. HARDY D. H. FAIL: *safe logic using multi — aperture ferrite cores*, British communications and electronics, vol. 9 Nr. 3 1962.
 9. SOUBIES — CAMYTT: *Les circuits logiques à ferrites*, Electronic industriellen nr. 43 1961.
 10. TANASESCU T. și colectiv: *Circuite cu tranzistoare*. Ed. Tehnică 1961.
 11. NASLIN P.: *Aufbau und Wirkungsweise von Ziffernrechen — automaten*. Düsseldorf 1961.
-

CONTRIBUȚII ASUPRA TIRISTORULUI CA ELEMENT DE CIRCUIT

Șef. lucr. ing. CRUȚU GHEORGHE
Șef. lucr. ing. GUST CHRISTIAN
Șef. lucr. ing. MATLAC IOAN
Asist. ing. MICU EMIL

1. Punerea problemei

Evoluția tiristorului marchează în prezent trecerea de la faza cercetărilor de laborator la faza utilizării pe scară largă în industrie. Posibilitatea de a comanda energii relativ mari și alte performanțe cum sînt siguranța mare în funcționare, avantajul economicității, gabaritul mic și intrarea rapidă în funcționare, situează tiristoarele deasupra tiratroanelor cu o destinație și caracteristici analoge.

Pe baza documentației publicate în țara noastră, a celei difuzate de unele firme constructoare străine, pe baza experimentărilor de laborator și analizei comparative a datelor diferitelor tipuri de tiristoare, elaborăm în prezenta lucrare un punct de vedere unitar asupra :

- caracteristicilor și datelor tehnice ale tiristoarelor ;
- terminologiei principalelor noțiuni, definiții și denumiri ;
- proprietăților electrice și termice ale tiristoarelor.

Urmărim în lucrare să prezentăm cele de mai sus în cadrul teoriei și principiilor de funcționare ale tiristorului.

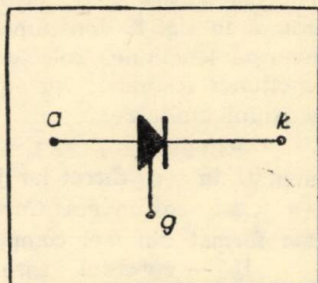


Fig. 1. Reprezentarea simbolică a tiristorului

2. Tiristorul. Reprezentare simbolică și modelare

Denumirea de *tiristor* dată celei cu siliciu comandate, a fost general acceptată recent prin Comitetul Electrotehnic Internațional. Dintre diversele reprezentări simbolice ale tiristorului, utilizate în prezent, considerăm mai indicată cea din fig. 1. Denumirea electrozilor este următoarea :

- anodul *a* este borna principală prin care intră curentul direct

- catodul k este borna principală prin care iese curentul direct
- electrodul de comandă g este borna de legătură la stratul semiconducător prin care se face comanda tiristorului (p_2 din fig. 3).

Modelul tiristorului se poate realiza cu două tranzistoare $p-n-p$ și $n-p-n$, ca în fig. 2 a și b.

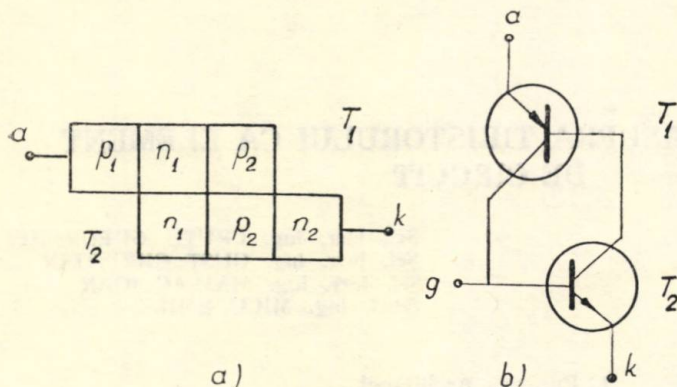


Fig. 2. Modelul tiristorului

Colectorul tranzistorului T_1 este legat cu baza tranzistorului T_2 iar colectorul tranzistorului T_2 cu baza tranzistorului T_1 . Curentul de colector al tranzistorului T_1 trece prin baza tranzistorului T_2 , astfel că se produce o reacție pozitivă internă.

Factorii de amplificare în curent ai celor două tranzistoare se notează cu $\alpha_1^* = \alpha_1 M$, respectiv $\alpha_2^* = \alpha_2 M$, unde M este factorul de amplificare prin avalanșă, datorat ionizării prin șoc a purtătorilor de sarcină accelerați în câmpul electric al joncțiunii j_2 . Acești factori variază cu tensiunea U și curentul I care alimentează tiristorul în sens direct (fig. 3).

Structura cu patru straturi semiconductoare a tiristorului este arătată în fig. 3. Joncțiunea j_2 se numește joncțiunea colectoră sau joncțiunea comună, iar j_1 și j_3 joncțiuni emitoare.

Joncțiunile j_1 și j_3 sînt alimentate în sens direct iar joncțiunea j_2 în sens invers. Curentul I este format din trei componente:

I_c — curentul care trece prin joncțiunea colectoră j_2 , alimentată în sens invers;

$\alpha_1^* I$ — curentul de goluri multiplicat cu factorul de curent al tranzistorului $p-n-p$;

$\alpha_2^* I$ — curentul de electroni multiplicat cu factorul de curent al tranzistorului $n-p-n$.

Pentru $U_g = 0$, la tensiuni U mici, α_1^* și α_2^* au valori mai mici de 0,5. Curenții vor fi de asemenea mici

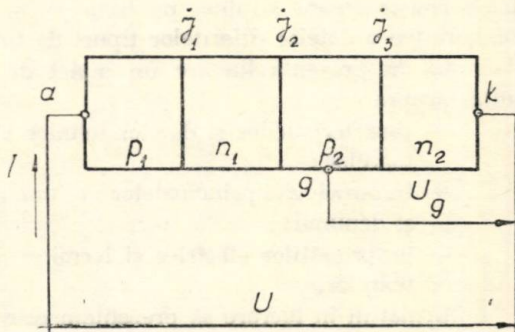


Fig. 3. Alimentarea tiristorului

$$I = \alpha_1^* I + \alpha_2^* I + I_c \quad (1)$$

De unde

$$I = \frac{I_c}{1 - (\alpha_1^* + \alpha_2^*)} \quad (2)$$

Rămânind în domeniul curenților mici, și crescînd tensiunea U , factorii de amplificare în curent cresc pînă la

$$\alpha_1^* + \alpha_2^* = 1 \quad (3)$$

cînd amplificarea în avalanșă este foarte puternică. Din (2) reiese că curentul I tinde către infinit cînd suma $\alpha_1^* + \alpha_2^*$ tinde către 1. Curentul I este limitat de parametrii circuitului exterior. Rezistența tiristorului între punctele a și k scade la cîțiva ohmi.

3. Caracteristica statică și date nominale ale tiristorului

Variația curentului I funcție de tensiunea U , (fig. 3) în planul $I - U$, reprezintă caracteristica statică a tiristorului (fig. 4).

Se distinge :

a) Funcționarea tiristorului în sens direct

Sensul direct al unui tiristor se numește sensul anod-catod în care tiristorul prezintă două stări stabile de funcționare :

- *starea blocată* (porțiunea de curbă OB)
- *starea de conducție* sau deblocată (porțiunea de curbă HC).

În starea blocată a tiristorului, curentul joncțiunii j_2 are expresia

$$I_c = M I_s \left[\exp \frac{e U_2}{k T} - 1 \right] \quad (4)$$

în care I_s este curentul de saturație în stare blocată, e sarcina electronului, U_2 tensiunea aplicată joncțiunii j_2 , k este constanta lui Boltzman iar T temperatura absolută. Joncțiunile j_1 și j_2 fiind polarizate direct, practic $U_2 \approx U$. Pînă la apariția fenomenului de multiplicare în avalanșă $M = 1$, pot fi admise egalitățile $\alpha_1^* = \alpha_1$ și $\alpha_2^* = \alpha_2$.

Ținînd seama de (3), se obține

$$I = \frac{M I_s \left[\exp \frac{e U_2}{k T} - 1 \right]}{1 - (\alpha_1^* + \alpha_2^*)} \quad (5)$$

Pentru tensiuni inverse mai mari de 0,5 — 1 V cînd

$$\exp \frac{e U_2}{k T} \ll 1 \quad \text{și} \quad I_c \approx M I_s \quad (6)$$

relația (5) devine

$$|I| = \frac{M' I_s}{1 - (\alpha_1^* + \alpha_2^*)} = \frac{M I_s}{1 - M(\alpha_1 + \alpha_2)} \quad (7)$$

În stare blocată $\alpha_1 + \alpha_2 \approx 0,1 \div 0,2$ iar $M \approx 1$ astfel că (7) devine

$$I \approx I_s \quad (8)$$

Rezistența tiristorului în stare blocată la temperatura de 300°K este de $10^8 - 10^9 \Omega$.

Trecerea de la starea blocată la cea de conducție, numită *basculare*, se face printr-o porțiune de curbă BH nestabilă, cu rezistență internă diferențială negativă.

La funcționarea tiristorului în sens direct, fig. 4 și 5, se definesc :

- tensiune directă U_d (de ordinul 1—2 V)
- curentul direct I_d (de ordinul zecilor și sutelor de amperi)

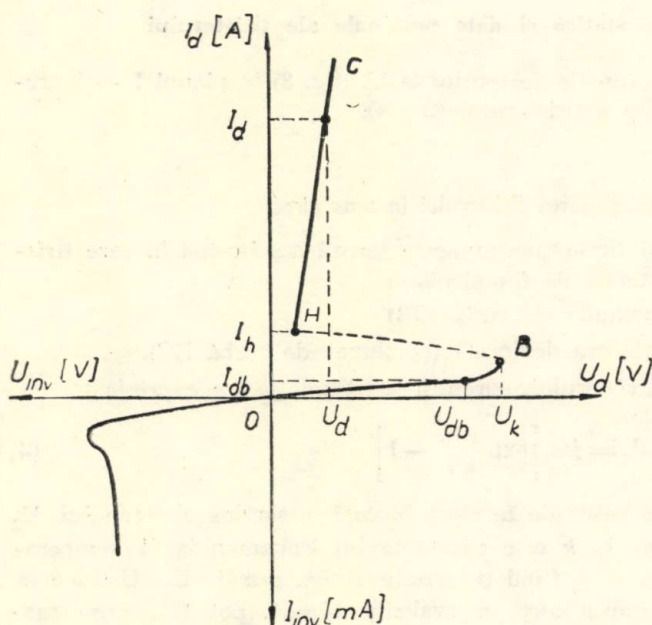
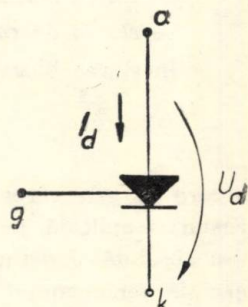


Fig. 4. Caracteristica statică a tiristorului

Fig. 5. Definirea tensiunii și curentului în sens direct



Tensiunea directă pînă în momentul basculării din starea blocată în starea de conducție a tiristorului, trece prin valori crescătoare de la 0 la B (fig. 4). Denumirea și notația tensiunilor și curenților în această stare este :

- tensiunea directă în stare blocată U_{db} (de ordinul sutelor de volți)
- curentul direct în stare blocată I_{db} (de ordinul miliamperilor).

La o anumită valoare a tensiunii directe $U_{db} = U_k$, bascularea se face brusc.

Se definește drept *tensiunea de basculare* U_k valoarea maximă a tensiunii directe aplicată între anod și catod, la depășirea căreia se produce bascularea tiristorului din starea blocată în starea de conducție. Considerăm această denu-

mire mai indicată decât „tensiunea de străpungere” [3] sau „tensiunea de comutare”, denumiri date anterior în alte împrejurări și scopuri.

Dacă curentul de comandă este zero ($I_g = 0$) bascularea se va produce la o valoare extremă a tensiunii de basculare, notată cu U_{k0} . Valoarea tensiunii U_{k0} este mai mare decât tensiunea de impuls maxim admisă prin catalog. De aceea la funcționarea normală, tiristorul nu trebuie deblocat la curent de comandă nul, întrucât se poate distruge.

Tensiunea de basculare U_k variază în anumite limite chiar pentru tiristoarele de același tip, lucru explicat prin dispersia de fabricație.

Variația tensiunii U_k cu temperatura joncțiunilor este arătată în fig. 6. Se vede că tensiunea U_k scade cu creșterea temperaturii. Dependența este deosebit de pronunțată pentru temperaturi mai mari de 100°C , unde pentru o creștere de 40°C , tensiunea de basculare scade de 5—6 ori. Acest lucru impune ca în funcționarea tiristorului temperatura maximă a joncțiunii să fie limitată la 125°C , deci sub valoarea maximă admisă pentru diodele redresoare cu siliciu (140°C).

Prin micșorarea curentului I_d pe porțiunea de caracteristică CH, în punctul H (fig. 4) se produce blocarea tranzistorului.

I_h se numește curent de menținere și reprezintă valoarea minimă a curentului direct pentru a menține tiristorul în stare de conducție. Dacă situația

$$I_d < I_h$$

durează mai mult decât „timpul de revenire”, tiristorul se blochează. Variația curentului de menținere funcție de temperatura joncțiunii este arătată în fig. 7.

Curentul nominal I_{nom} este definit pentru cazul utilizării tiristorului ca redresor în montaj monofazat, monoalternanță cu sarcină rezistivă. În catalogele firmelor constructoare, curentul nominal este considerat drept valoarea medie pe timp de o perioadă a curentului redresat, fig. 8.

$$I_{nom} = I_{d\text{ med}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} i_d d(\omega t) \quad (9)$$

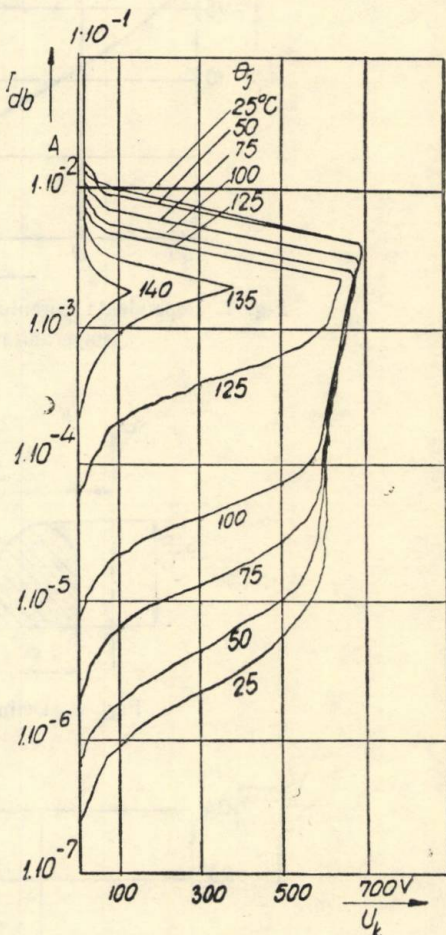


Fig. 6. Variația tensiunii U_k cu temperatura joncțiunii Θ_j

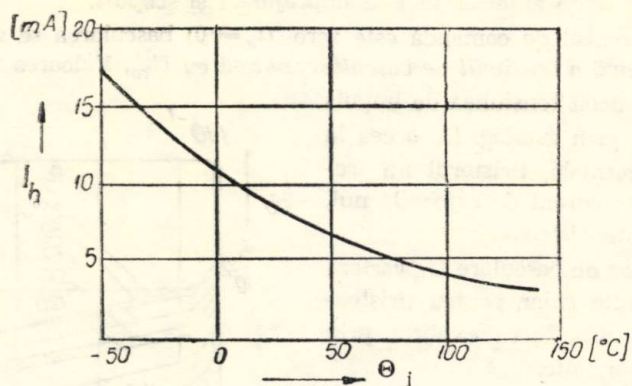


Fig. 7. Dependența curentului de menținere I_h funcție de temperatura joncțiunii Θ_j

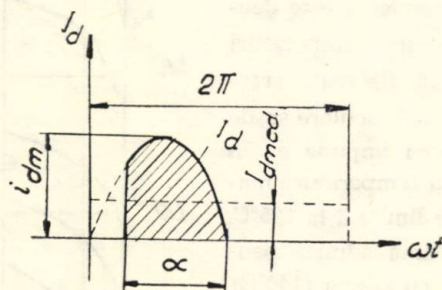


Fig. 8. Definirea curentului nominal

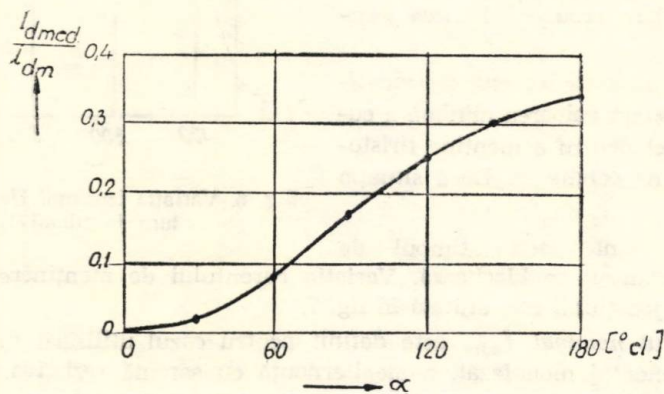


Fig. 9. Variația raportului $\frac{I_{dmed}}{i_{dm}}$ funcție de unghiul de conducție

unde :

α — este unghiul de conducție, i_d — valoarea instantanee a curentului direct. Pentru cazul particular $i_d = i_{dm} \sin \omega t$ unde i_{dm} este amplitudinea curentului și pentru un unghi de conducție $\alpha = \pi$ se obține,

$$I_{nom} = \frac{1}{2\pi} \int_0^\pi i_{dm} \sin \omega t d(\omega t) = \frac{1}{2\pi} 2 i_{dm} = 0,318 i_{dm} \quad (10)$$

Dependența raportului $\frac{I_{dmed}}{i_{dm}} = \frac{I_{nom}}{i_{dm}} = f(\alpha)$ este arătată în fig. 9.

Diagrame similare se pot stabili și pentru regimuri periodice nesinusoidale.

Valoarea curentului nominal este valabilă numai în condițiile de răcire fixate în catalog.

b) Funcționarea tiristorului în sens invers

Sensul invers al unui tiristor se numește sensul catod-anod în care tiristorul prezintă numai o stare stabilă de funcționare, starea blocată. Comportarea în sens invers a tiristorului este asemănătoare cu a unei celule redresoare normale cu siliciu în sens invers (caracteristica din fig. 4), la care se disting :

— tensiunea inversă U_{inv}

— curentul invers I_{inv}

Tensiunea nominală U_n se definește în regim sinusoidal și reprezintă valoarea amplitudinii tensiunii care în funcționarea normală de durată, se recomandă a nu fi depășită. Este valabilă atât pentru sensul invers cât și pentru cel direct.

Valoarea tensiunii nominale este stabilită ținând seama de un coeficient de siguranță (de exemplu 1,5), față de supratensiunile ce apar în circuite într-o exploatare normală. Valoarea numerică a tensiunii nominale U_n definită mai sus este valabilă și în curent continuu.

Scara tensiunilor nominale este stabilită de fiecare fabrică constructoare în parte. Astfel, de exemplu pentru tiristoarele AEG, $U_n = 50, 100, 200, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000$ V, iar pentru tiristoarele Siemens, $U_n = 150, 250, 400, 600$ V.

În locul tensiunii nominale, în cataloage se dă frecvent valoarea efectivă a tensiunii de racordare, adică a tensiunii alternative de alimentare a circuitului cu tiristor. Scara valorilor uzuale pentru U_r este :

$$U_r = 30, 60, 125, 220, 300, 380, 450, 500, 570, 600 \text{ V.}$$

Existența supratensiunilor normale de exploatare și a variațiilor procentuale de tensiune ($\pm 10\%$) în rețelele industriale face ca tensiunile U_r recomandate să fie mai mici decît treptele corespunzătoare $\frac{U_n}{\sqrt{2}}$ din scara tensiunilor nominale.

4. Valori limită de utilizare ale tiristorului

Tensiunea de vîrf admisibilă U_v , fig. 10 reprezintă valoarea instantanee maximă admisă pentru unele supratensiuni oscilante ce apar în mod periodic suprapuse peste tensiunile de la bornele tiristorului. De regulă în cataloage pentru U_v se admit aceleași valori ca și pentru U_n .

Dacă se depășește tensiunea de vîrf admisibilă U_v în sens invers, se produce o creștere a curentului invers care supraîncălzind tiristorul îl distruge, iar

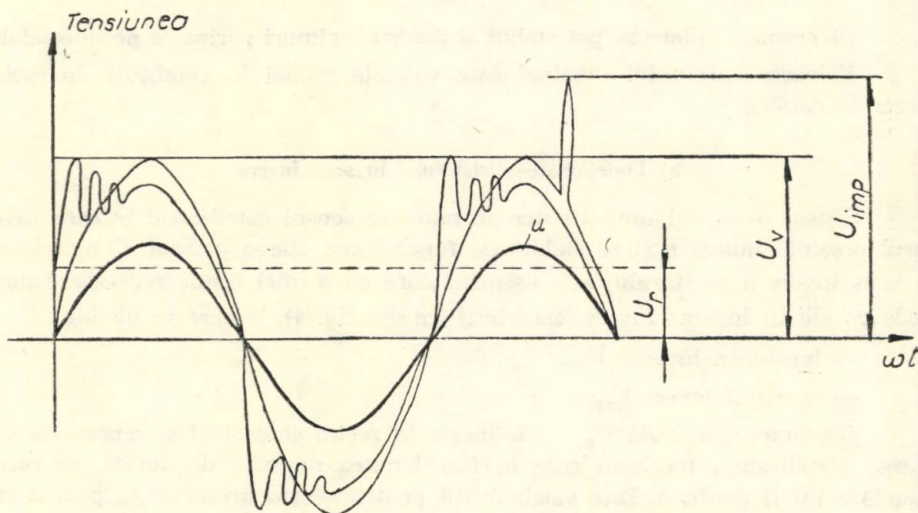


Fig. 10. Curbe pentru definirea valorilor tensiunilor

în sens direct comută tiristorul în starea de conducție chiar și în absența curentului de comandă. Și în al doilea caz prin supraîncălziri locale ale joncțiunii, tiristorul se poate distruge.

Tensiunea de vîrf admisibilă nu trebuie depășită nici în decursul proceselor tranzitorii.

Tensiunea de impuls U_{imp} (fig. 10) este valoarea limitei maxime încă admise pentru unele vîrfuri de tensiune incidentale în sens invers, de exemplu la conectarea și deconectarea circuitelor. Depășirea acestor valori nu este permisă nici pentru impulsuri de durată foarte scurtă, întrucît aceasta duce la străpungera tiristorului.

Curentul de durată admisibil I_{dm} este curentul în sens direct, la depășirea căruia tiristorul trebuie deconectat prin dispozitive de protecție. Pentru dimensionarea dispozitivului de protecție a tiristorului (de ex. BTZ 13) se folosesc curbele din fig. 11. În ordonată se ia timpul iar în abscisă raportul $\frac{I_{dm}}{I_{nom}}$ numit factorul curentului de durată.

La funcționarea cu I_{dm} nu se mai admite nici o suprasarcină. Curentul de durată admisibil se definește în regim sinusoidal cu un unghi de conducție de

180° și este valabil pentru temperatura carcasei pînă la 85°C. Pentru alte unghiuri de conducție, valorile I_{dm} se dau în diagrame funcție de temperatura mediului de răcire.

Curentul maxim în impuls I_{imp} este valoarea instantanee maximă admisibilă a unui impuls de forma unei semisinusoide cu frecvența de 50 Hz, urmată de o pauză necesară pentru răcirea joncțiunii (de exemplu un minut).

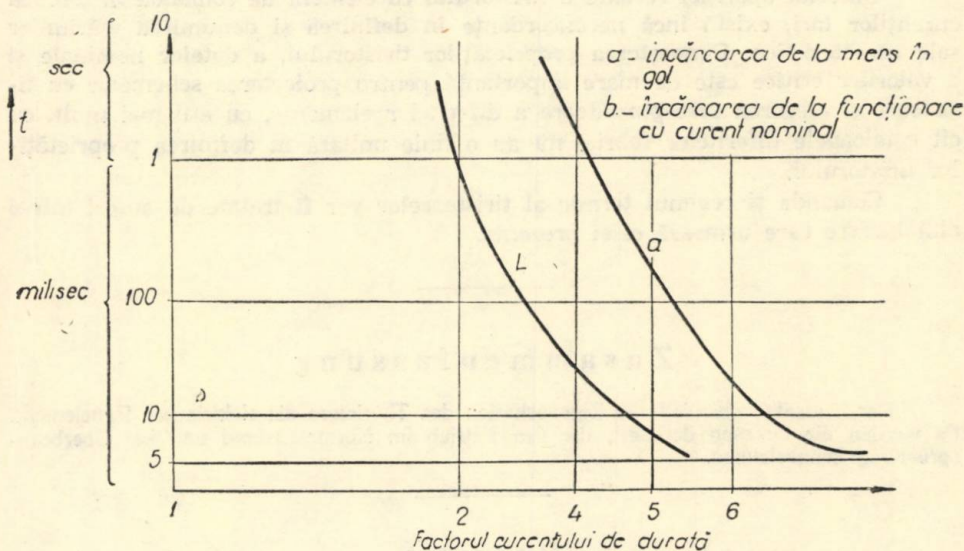


Fig. 11. Diagrama factorului curentului de durată $\frac{I_{dm}}{I_{nom}}$

Viteza admisibilă de creștere a curentului $\frac{di_d}{dt}$ este o anumită valoare, care limitează variația în timp a curentului direct. Nerespectarea ei poate provoca supraîncălziri locale și avariarea cristalului. Pentru unele tipuri de tiristoare, viteza admisibilă de creștere a curentului este de 25 A/μs.

Viteza admisibilă de creștere a tensiunii $\frac{du_{db}}{dt}$ se definește

ca raportul dintre (0,9—0,1) U_n și durată în care se produce această creștere a tensiunii directe în stare blocată de la 10% la 90% din tensiunea nominală, fig. 12. Depășirea acestei viteze face să apară un curent de deplasare prin capacitățile joncțiunilor, care trece și în circuitul de comandă. Tiristorul se comută singur.

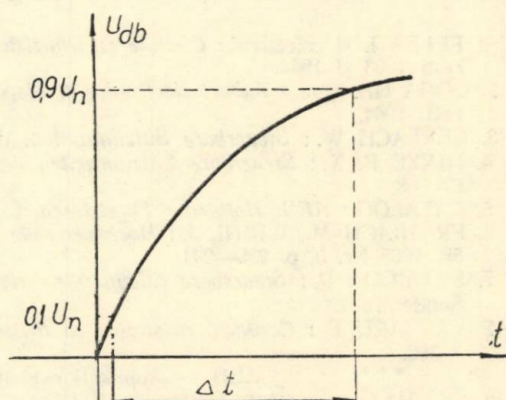


Fig. 12. Definirea vitezei admisibile de creștere a tensiunii.

Viteza admisibilă de creștere a tensiunii este cuprinsă obișnuit între 10 V/ μ s (pentru tiristoarele destinate schemelor de redresare) și 200 V/ μ s (pentru tiristoarele destinate schemelor de comutație).

Concluzii

Datorită apariției recente a tiristorului ca element de comandă în tehnica curenților tari, există încă neconcordanțe în definirea și denumirea mărimilor sale caracteristice. Cunoașterea proprietăților tiristorului, a datelor nominale și a valorilor critice este de mare importanță pentru proiectarea schemelor cu tiristoare și alegerea corespunzătoare a diferitelor elemente, cu atât mai mult, cu cât cataloagele diferitelor fabrici nu au o linie unitară în definirea proprietăților tiristorului.

Comanda și regimul termic al tiristoarelor vor fi tratate de autori într-o altă lucrare care urmează celei prezente.

Zusammenfassung

Der Aufsatz behandelt die Eigenschaften des Thyristors als elektrisches Bauelement. Es werden die Grössen definiert, die den Betrieb im Normalzustand und bei Überbeanspruchung kennzeichnen.

Резюме

В труде исследуются свойства тиристора и определяются величины характеризующие тиристор в условиях нормальной работы и в условиях сверхнагрузок.

Bibliografie

1. FELEA I. și colectivul : *Circuite cu tranzistoare în industrie, I și II*. Ed. tehnică, București 1963 și 1964.
2. GOGA GH. ș. a. : *Tuburi electronice și dispozitive semiconductoare*. Ed. tehnică, București 1964.
3. GERLACH W. : *Steuerbare Siliziumzellen*. AEG-Mitt, 51, 1961, Nr. 11/12, p. 348—353.
4. HINZE F. K. : *Steuerbare Siliziumzellen der AEG*. AEG — Mitt, 53, 1963, Nr. 3/4, p. 67—68.
5. CATALOG : AEG. *Halbleiter Thyristoren*. Lieferprogramm 1965/1966.
6. FRÖHLICH M., WEIHL J. : *Hochsperrende Leistungsthyristoren der AEG*. AEG. — Mitt, 55, 1965 Nr. 3, p. 239—241.
7. SWOBODA R. : *Steuerbare Siliziumgleichrichter und ihre Anwendung*. AEG — Mitt, — Sonderdruck.
8. VARZARU E. : *Contactoare statice cu tiristoare*. Electrotehnica 13, 1965, Nr. 8, p. 297—302.
9. * * * : AEG — Applikationsblatt 4.0.
10. CATALOG : Siemens. *Gesteuerte Halbleiter*. Projektierungsunterlage. 1964.

TABEL CU EXEMPLE COMPARATIVE DE DATE TEHNICE PENTRU TIRISTOARE

D e n u m i r e a	Notație	U/M	Tiristor Siemens tip BStG 0240		Tiristor AEG tip T 18/400		Tiristor AEG tip BTZ 13		Tiristor AEG tip BTZ 13	
			Date de catalog	Observații	Date de catalog	Observații	Date de catalog	Observații	Valori măsurate	Observații
Proprietăți electrice										
VALORI NOMINALE										
Tensiunea nominală, directă și inversă	U_{nom}	V	400	—	400	—	400	—	—	—
Tensiunea de racordare	U_r	V	+	—	220	—	—	—	—	—
Curent nominal	I_{nom}	A	—	—	15	Răcire naturală corp răcire KL 42 A	15	—	—	—
Curent de comutare, sup.	I_g com. sup.	mA	300	La 20°C și $U_g = 2$ V	50	La 25°C	50	La $U_d = 6$ V	10 — 20	La $U_d = 5 — 35$ V
Tensiunea de comutare, sup.	U_g com. sup.	V	1,2	Idem	3	Idem	3	Idem	1 — 0,9	Idem
Tensiunea de comutare, inf.	U_g com. inf.	V	0,3	Val. statică	0,25	Din diagrama	+	—	—	—
Curent nominal, continuu	I_{ncc}	A	29	Corp HKOG, răc. nat.	—	—	24	—	—	—
Curent de menținere	I_n	mA	130	la $= 20^\circ$ C	8	Idem	< 50	—	36 — 47	la $I_d < 5$ A
Cădere de tens. directă	U_d	V	—	—	1,8	Idem la 65 A	—	—	1	—
Capacitate	C_o	pF	—	—	500	Idem, la 10 KHz	—	—	—	—
Curent direct, în stare blocată	I_{db}	mA	10	la $U_d = U_{nom}$	—	—	< 10	la $I_g = 0$	< 7	la $I_{gcr} > I_g > 0$
Curent invers	I_{inv}	mA	10	la $U_{inv} = U_n$	—	—	< 10	la $I_g = 0$	—	—
VALORI LIMITA, admisibile										
Tensiunea de vîrf periodică admisibilă	U_r	V	—	4	400	—	—	—	—	—
Tensiunea de vîrf continuă admisibilă	U_v	V	—	—	400	—	—	—	—	—
Tensiunea de impuls	U_{imp}	V	600	—	480	—	480	—	—	—
Curentul de durată admisibil	I_{dm}	A	42	Răcire forțată corp răcire HKO4	18	La 85°C temp. carcasei Răcire naturală	—	—	—	—
Curentul de vîrf, periodic	I_{vp}	A	—	—	75	—	75	—	—	—
Curentul maxim de impuls	I_{imp}	A	560	—	200	Urmă de o pauză pentru răcirea jonct.	200	—	—	—
Tensiunea de comandă, max.	U_{gm}	V	—	—	10	—	5	—	—	—
Curentul de comandă, max.	I_{gm}	A	5	Durata 1 s la frecv. 50 Hz	1,6	—	1	—	—	—
Puterea disipată medie	P_{dg}	W	1	—	0,5	—	—	—	—	—
Puterea disipată de vîrf	P_{dgv}	W	—	—	5	—	—	—	—	—
Tens. inversă în circ. de c-dă, adm.	$U_{inv g}$	V	≤ 3	—	—	—	—	—	—	—
Curent invers, în circ. de c-dă	$I_{inv g}$	mA	≤ 300	La $U_{inv g} = 3$ V	—	—	—	—	—	—
Proprietăți termice										
Rezistența termică interioară	$R_{\theta i}$	°C/W	0,4	—	1,1	—	< 2	—	—	—
Rezistența termică exterioară cu răcire naturală	$R_{\theta t} + R_{\theta r}$	°C/W	—	—	1,25	—	—	—	—	—
Idem cu răcire forțată	$R_{\theta t} + R_{\theta_2}$	°C/W	—	—	0,4	—	—	—	—	—
Temperatura de funcț. a joncțiunii	θ_j	°C	— 40 + 100	—	— 50 + 125	—	max. 125	—	—	—
Temperatura de stocare, a joncțiunii	—	°C	—	—	— 50 + 150	—	— 50 ... + 150	—	—	—
Proprietăți mecanice										
Greutate	—	g	—	—	30	—	—	—	—	—
Greutate corp răcire	—	g	—	—	700	—	—	—	—	—
Rezistență la vibrații 50 Hz	—	m/sec ²	—	—	5. 9, 81	—	—	—	—	—

CONTRIBUȚII LA CALCULUL TEHNICO-ECONOMIC AL CONDUCTELOR DE TRANSPORT ALE FLUIDELOR

Ă. TODICESCU

Simboluri și notații

- G — [kgf/oră] — debitul gravimetric al fluidului;
- γ — [kgf/m³] — greutatea specifică a fluidului;
- w — [m/s] — viteza de deplasare a fluidului pe conducte forțate;
- d — [m] — diametrul conductei;
- l — [m] — lungimea conductei;
- λ — [—] — coeficient de rezistență;
- Δp — [kgf/m²] — pierdere de presiune la circulația fluidului pe conductă;
- k — [mm] — rugozitatea absolută a pereților conductei;
- N — [kW] — puterea pompelor necesare pentru deplasarea fluidului pe conductă;
- η — [—] — randamentul global al grupului de pompare;
- C — [lei/an] — costul total mediu anual al instalațiilor de transport ale fluidului;
- C_1 — [lei] — costul lucrărilor de investiții pentru construirea instalațiilor de transport ale fluidului;
- C_e — [lei/an] — costul anual al exploatării instalațiilor de transport ale fluidului.

* * *

I. În literatura de specialitate sînt prezentate diferite procedee de calcul tehnico-economic ale conductelor de transport ale fluidelor, care — în majoritatea lor — se bazează pe determinarea pierderilor optime de presiune. O dată obținute aceste pierderi de presiune, se deduc vitezele și diametrele corespunzătoare.

Principal, abordarea dimensionării tehnico-economice a conductelor din punctul de vedere al pierderilor de presiune optime nu constituie o eroare, dar practic s-a constatat că apar unele dificultăți în desfășurarea calculelor. De

exemplu, stabilirea costurilor unei rețele, depinde de costurile specifice ale conductelor, izolațiilor și elementelor de construcții corespunzătoare — mărimi ce variază cu diametrul — care inițial nu sînt cunoscute și nici nu pot fi prelimate cu ușurință în aceste condiții de calcul.

Pe de altă parte, în majoritatea cazurilor curente, dimensionarea rețelelor de transport ale fluidelor și mai ales a rețelelor de distribuție (derivate din magistralele de transport) se face pe bază de viteze adoptate. Acest procedeu conține implicit o sursă de erori din punct de vedere tehnico-economic, deoarece mărimea vitezelor fiind adoptată, experiența celui ce face această operație precum și interpretarea indicațiilor literaturii de specialitate pot fi destul de arbitrare. Mai mult, însăși indicațiile literaturii tehnice de specialitate sînt destul de variate, depinzînd de sursa tehnică folosită și pot fi întîlnite situații în care pentru aceleași condiții de lucru, vitezele admisibile recomandate sînt total diferite.

* * *

II. Prezenta lucrare are drept scop principal stabilirea unor criterii de calcul cit mai cuprinzătoare care să permită obținerea directă a vitezelor economice de transport ale fluidelor prin conducte forțate.

Al doilea obiectiv al lucrării, este determinarea vitezelor optime de transport ale fluidelor în funcție de natura lor, debitele și parametrii de lucru — ținîndu-se seama de condițiile economice actuale din țara noastră (respectiv : costurile lucrărilor de construcții-montaj, prețul energiei electrice, ratele de amortizare corespunzătoare actualului nivel al balanței investițiilor etc.).

Lucrarea conține două părți, din care prima tratează elaborarea principiilor de calcul necesare, iar a doua cuprinde mărimile vitezelor optime pe categorii de fluide și debite, mărimi determinate în baza principiilor stabilite în prima parte.

* * *

PARTEA I-a

BAZELE DE CALCUL ALE DETERMINĂRII VITEZELOR ECONOMICE ÎN TRANSPORTUL FLUIDELOR PRIN CONDUCTE FORȚATE

Introducere

Costul total mediu anual al unei instalații complete pentru transportul fluidelor, cuprinde două aspecte, respectiv — cota parte anuală din costul lucrărilor de investiții și totalitatea cheltuielilor de exploatare anuală ale acestor instalații.

Cota parte anuală a lucrărilor de investiții, se poate determina prin intermediul mărimii procentului de amortizare anuală a cheltuielilor inițiale de investiții.

Procentul de amortizare anuală este o mărime ce se poate stabili inițial prin comparație cu alte lucrări similare sau prin metoda anteevaluării prețului

de cost al produsului, depinzând în principal de natura fluidului, de parametrii săi de utilizare, de calitatea materialelor folosite în execuția instalațiilor etc.

În mod obișnuit, pentru rețelele de transport apă rece, apă caldă și supraîncălzită, gaze și aer comprimat, aburi, mărimea procentului de amortizare se situează între $\alpha_0 = 10\%$ și $\alpha_0 = 20\%$.

Similar, cheltuielile de exploatare depind de aceiași parametri și în plus de costurile specifice ale consumurilor de energie corespunzătoare.

Relația de definiție a costului total mediu anual este următoarea :

$$(0-1) \quad C = \alpha C_i + C_e$$

unde s-a notat cu $\alpha = \frac{\alpha_0}{100}$ cota de amortizare anuală.

I. Calculul cheltuielilor de investiții

În determinarea finală a vitezei optime corespunzătoare au importanță numai cheltuielile legate de transportul fluidelor, așadar de dimensiunile constructive ale rețelelor.

1. Costul conductelor de transport ale fluidului (C_{ic})

Poate fi exprimat prin o relație de forma următoare :

$$(I-1) \quad C_{ic} = a_1 d l \quad (\text{lei})$$

Coeficientul — a_1 — [lei/m lung., m. diam.] reprezintă costul specific al unei conducte cu diametrul — d — raportat la unitățile de lungime și de diametru măsurate în metri, iar mărimea sa poate fi obținută din cataloagele de prețuri pentru lucrări de construcții-montaj.

2. Costul lucrărilor de izolații termice, hidrofuge sau anticorozive (C_{iz})

În mod asemănător pentru determinarea costului lucrărilor de izolații termice, hidrofuge sau anticorozive, se poate folosi relația :

$$(I-2) \quad C_{iz} = a_2 d l \quad (\text{lei})$$

unde s-a notat cu — a_2 — [lei/m lung., m diam.] — costul specific al lucrărilor de izolații.

Inițial — și de altfel similar ca și în cazul costului specific — a_1 —, se poate prelimina mărimea costului — a_2 — în funcție de indicii economici de consum dați pe 1 m² suprafață exterioară a conductei — urmînd ca după calcularea vitezei și a diametrului să se determine nolle valori corespunzătoare, procedîndu-se prin aproximații succesive la determinarea mărimilor corect corelate.

În cazul izolațiilor termice, este necesară determinarea grosimii optime a acestora după procedeele cunoscute.

3. Costul lucrărilor de construcții aferente rețelei. (C_{II})

Cuprinde lucrările de săpătură, canale termice, estacade-port-conducte, suporti speciali, etc.

Și pentru aceste lucrări, costul poate fi exprimat printr-o relație asemănătoare relației I-1.

$$(I-3) \quad C_{II} = a_3 d l \quad (\text{lei})$$

unde : — a_3 — [lei/m. lung. m. diam.] este costul specific al lucrărilor de construcție.

Mărimea acestui cost poate fi determinată cu ușurință, depinzând în primul rînd de sistemul constructiv ales (rețele aeriene sau subterane și numărul de conducte paralele).

Variația indicelui — a_3 — cu mărimea diametrului este destul de lentă și în salturi pe game de diametre.

4. Costul grupurilor de pompare ale fluidului pe rețea (C_{ip})

a) Mărimea pompelor, ventilatoarelor sau compresoarelor necesare circulației fluidului pe rețea, este definită de presiunea finală pe care trebuie să o aibă fluidul la capătul final al rețelei — p — [kgf/m²] și de pierderile de presiune ce au loc pe rețea din punctul de pompare la cel final — Δp — [kgf/m²].

Deoarece pierderile de presiune ce apar la circulația unui fluid pe o conductă depind atât de lungimea efectivă a rețelei cit și de rezistențele locale, s-a introdus în calcule mărimea lungimii de calcul (l_c) definită ca suma dintre lungimea efectivă a rețelei — l — și lungimea echivalentă a rezistențelor locale — l_e .

$$(I-4) \quad l_c = l + l_e$$

Mărimea lungimii echivalente se poate calcula după lungimile de echivalare corespunzătoare coeficienților de rezistență locală și este exprimabilă în final sub forma unei fracțiuni din lungimea efectivă :

$$(I-5) \quad l_e = m \cdot l$$

deci

$$(I-6) \quad l_c = (1 + m) l = n \cdot l$$

unde $n = 1 + m$

b) Pierderile totale de presiune pe rețea pot fi exprimate prin relația cunoscută :

$$(I-7) \quad \Delta p = \lambda \frac{w^2 \gamma}{2g} \cdot \frac{l_c}{d} \cdot l \quad [\text{kgf/m}^2]$$

În majoritatea cazurilor, circulația fluidelor prin conductele forțate utilizate în scopuri industriale, se face în regim turbulent (cu excepția uleiurilor).

Dintre numeroasele relații de calcul ale coeficientului de rezistență — λ — s-a găsit utilă pentru calculele noastre relația lui Hopf și Fromm [7].

$$(I-8) \quad \lambda = \frac{0,01}{\left(\frac{d}{10k}\right)^{0,314}} = 10^{-2} \left(\frac{10k}{d}\right)^{0,314}$$

unde s-a notat prin — k — [mm] — rugozitatea absolută a pereților conductei.

Ținând seamă de expresia ce stabilește legătura dintre debit, diametru și viteză în cazul circulației forțate a unui fluid, rezultă

$$(I-9) \quad G = \frac{\pi d^2}{4} w \gamma 3600 \quad [\text{kg/oră}]$$

și înlocuind în relația I-7 rezultă :

$$(I-10) \quad \Delta p = 6,4 \cdot 10^{-9} \lambda \frac{G^3}{\gamma d^5} \cdot n \cdot l$$

Exprimînd coeficientul de rezistență — λ — după relația I-8, se obține :

$$(I-11) \quad \Delta p = 9,472 \cdot 10^{-2} (10k)^{0,314} \frac{w^{2,657} \cdot \gamma^{1,657}}{G^{0,657}} \cdot n \cdot l$$

c) În aceste condiții puterea grupului de pompare a fluidului pe rețea are următoarea expresie :

$$(I-12) \quad N = \frac{G(p_0 + \Delta p)}{3600 \cdot 102 \cdot \gamma \cdot \eta} = \frac{G p_0}{3600 \cdot 102 \cdot \gamma \cdot \eta} + \frac{G \Delta p}{3600 \cdot 102 \cdot \gamma \cdot \eta} = N_0 + N_p$$

S-a notat cu N_0 — [kW] — puterea necesară ridicării presiunii fluidului la valoarea cerută la consumator și cu N_p — [kW] — puterea echivalentă pierderilor de presiune pe rețea (ambele pentru debitul — G — [kg/oră]).

Înlocuind în expresia puterii N_p mărimea Δp după relația I-11, rezultă:

$$(I-13) \quad N_p = 2,5795 \cdot 10^{-7} (10k)^{0,314} \frac{w^{2,657} \cdot G^{0,343} \cdot \gamma^{0,657}}{\eta} \cdot n \cdot l$$

d) Costul grupului de pompare a fluidului pe rețea, va avea următoarea expresie :

$$(I-14) \quad C_{lp} = a_4 N = a_4 (N_0 + N_p) \quad (\text{lei})$$

S-a notat cu — a_4 — [lei/kW instalat] — costul specific al unităților de pompare.

Mărimea costului specific al unităților de pompare poate fi apreciată după cataloagele de prețuri ale produselor industriale și depinde de categoria mașinii (a se vedea partea a II-a).

5. Costul total al lucrărilor de investiții (C_I)

Totalul cheltuielilor de investiții necesare realizării instalațiilor de transport ale fluidului este dat de sumarea costului categoriilor de lucrări mai sus arătate :

$$(I-15) \quad C_I = C_{lc} + C_{iz} + C_{II} + C_{lp}$$

sau

$$(I-16) \quad C_I = a_1 d l + a_2 d l + a_3 d l + a_4 N = (a_1 + a_2 + a_3) d l + a_4 N$$

II. Calculul cheltuielilor de exploatare

Cheltuielile de exploatare pot fi împărțite în două grupe distincte și anume — o grupă a cheltuielilor proporțională cu timpul de utilizare a instalațiilor și o altă grupă independentă de acesta.

Prima grupă este dictată de consumurile de energie necesare deplasării fluidelor în condițiile dorite, iar a doua — de reparațiile și întreținerea anuală a instalațiilor.

Cheltuielile de întreținere curentă a instalațiilor sînt legate de timpul de funcționare, dar numai într-o oarecare măsură și în anumite situații. Astfel, plata personalului de întreținere a instalațiilor apare ca un element anual fix și poate fi inclusă în costurile de întreținere anuală, iar consumurile de carburanți, lubrifianți etc., pot fi trecute în categoria consumurilor de energie.

1. Cheltuielile de exploatare ale grupurilor de pompare (C_{ep})

Dacă se notează cu Z — numărul anual de ore de funcționare a instalațiilor, costul exploatarei grupurilor de pompare poate fi exprimat astfel :

$$(II-1) \quad C_{ep} = Z e_1 N \quad [lei/an]$$

Prin e_1 — [lei/kW oră] — s-a notat costul energiei consumate în timpul funcționării grupurilor de pompare.

2. Costul pierderilor de căldură la rețelele termice (C_{ez})

a) În cazul rețelelor termice, costul pierderilor de căldură prin pereții izolați sau neizolați ai conductelor, depinde de coeficientul de transmitere a căldurii, de temperatura de lucru a fluidului și de temperatura mediului ambiant în care s-a montat rețeaua.

Fie Q_p — [kcal/oră] — cantitatea de căldură pierdută orar pe conducte. Rezultă :

$$(II-2) \quad Q_p = \pi \cdot d \cdot k_s (\tau - t) l$$

unde s-au notat :

- k_s [kcal/m² oră grad] — coeficientul de transmitere al căldurii prin pereții conductei ;
- τ — [°C] temperatura medie de lucru a fluidului din rețea ;
- t — [°C] temperatura mediului exterior în care se montează rețeaua (medie anuală).

Este necesar să se sublinieze că în realitate ca urmare a repartiției exponențiale a pierderilor de căldură de-a lungul lungimii — l — cantitatea de căldură determinată pe baza relației II-2 — în care temperatura τ este calculată prin efectuarea mediei aritmetice dintre temperaturile fluidului la începutul și

sfârșitul porțiunii calculate, este ceva mai mare decît în realitate. Acest fapt nu conduce la erori sensibile în ansamblul calculelor efectuate.

b) Costul pierderilor de căldură aferente rețelei, va fi :

$$(II-3) \quad C_{ez} = z \cdot e_2 \cdot Q_p = z \cdot e_2 \cdot \pi \cdot d \cdot k_s (\tau - t) l \quad (\text{lei/an})$$

S-a notat cu e_2 — [lei/kcal oră] — costul specific al căldurii ce se pierde prin pereții conductelor.

3. Costul lucrărilor de reparații și întreținere a instalațiilor

După datele statistice tehnico-economice centralizate de unitățile mecano-energetice, costul lucrărilor de reparații și întreținere ale instalațiilor, poate fi preliminată sub formă de fracțiune din cheltuielile corespunzătoare de investiții.

Fie β această fracțiune, rezultînd așadar :

$$(II-4) \quad C_{er} = \beta C_i = \beta (C_{ic} + C_{iz} + C_{il} + C_{ip})$$

4. Costul anual al exploatării instalațiilor, va fi exprimat prin suma costurilor parțiale de mai sus, adică

$$(II-5) \quad C_e = C_{ep} + C_{ez} + C_{er} = Z e_1 N + Z e_2 Q_p + \beta (C_{ic} + C_{iz} + C_{il} + C_{ip})$$

III. Costul total anual mediu al instalațiilor

În aceste condiții mărimea costului total anual al instalațiilor necesare transportului fluidului, este următoarea :

$$(III-1) \quad C = \alpha C_i + C_e = \alpha (C_{ic} + C_{iz} + C_{il} + C_{ip}) + C_{ep} + C_{ez} + C_{er}$$

sau

$$(III-2) \quad C = \alpha [(a_1 + a_2 + a_3) \cdot d \cdot l + a_4 N] = z e_1 N + z e_2 \pi \cdot d \cdot k_s (\tau - t) l + \beta [(a_1 + a_2 + a_3) d \cdot l + a_4 N]$$

Grupînd termenii rezultă :

$$(III-3) \quad C = [(\alpha + \beta) \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + z e_2 \pi k_s (\tau - t)] l \cdot d + [(\alpha + \beta) a_4 + z e_1] N$$

Se poate nota :

$$(III-4) \quad A_1 = (\alpha + \beta) (a_1 + a_2 + a_3) + z e_2 \pi k_s (\tau - t)$$

și

$$(III-5) \quad A_2 = (\alpha + \beta) a_4 + z e_1$$

Rezultă :

$$(III-6) \quad C = A_1 l d + A_2 N \quad (\text{lei/an})$$

IV. Calculul vitezei optime

a) Atît diametrul — d — cît și puterea — N — din expresia III-6 sînt funcții de viteza de circulație a fluidului pe rețea — w —.

Astfel, dacă :

$$(IV-1) \quad d = \sqrt[3]{\frac{4G}{3600 \pi \gamma w}}$$

și dacă se ține seamă de relațiile I-12 și I-13, rezultă următoarea relație :

$$(IV-2) \quad C = A_1 \cdot l \sqrt[3]{\frac{4G}{3600 \pi \gamma w}} + A_2 N_0 + \\ + A_2 \cdot 2,5795 \cdot 10^{-7} (10k)^{0,314} \cdot \frac{G^{0,343} \gamma^{0,657}}{\eta} n l w^{2,657}$$

b) Viteza optimă va avea valoarea corespunzătoare obținută prin anularea derivatei funcției de cost — C — în raport cu viteza — w —.

Așadar derivînd în raport cu viteza — w — și observînd că termenul $A_2 N_0$ din relația IV-2 este o constantă, rezultă :

$$(IV-3) \quad \frac{dC}{dw} = -\frac{1}{2} A_1 \sqrt[3]{\frac{4G}{3600 \pi \gamma}} \cdot \frac{1}{w^{\frac{4}{3}}} + 2,5795 \cdot 2,657 \cdot 10^{-7} A_2 \\ (10k)^{0,314} \cdot A_2 \frac{G^{0,343} \gamma^{0,657}}{\eta} n l w^{1,657}$$

Anulînd derivata rezultă expresia vitezei optime :

$$(IV-4) \quad W^{3,157} = \frac{10^7}{728,8} \cdot \frac{A_1 \eta G^{0,157}}{n A_2 (10k)^{0,314} \gamma^{1,157}}$$

sau

$$(IV-5) \quad W^{3,157} = \frac{10^7}{728,8} \cdot \frac{[(\alpha + \beta)(a_1 + a_2 + a_3) + z e_2 \pi k_s (\tau - t)] \eta G^{0,157}}{n[(\alpha + \beta) a_4 + z e_1] (10k)^{0,314} \gamma^{1,157}}$$

Observații și concluzii

Expresia vitezei economice IV-5 pune în evidență dependența acesteia de o serie de parametri funcționali și constructivi, dînd posibilitatea să se obțină concluzii importante pentru alegerea soluțiilor corespunzătoare.

a) Astfel din punct de vedere funcțional rezultă că debitele mari de fluide și cu temperaturi ridicate (τ), conduc la viteze economice sporite.

De asemenea rețelele de transport aeriene, vor avea viteze optime mai mari decît cele subterane, la același debit de fluid transportat.

La același debit gravimetric, conductele ce transportă fluide cu greutatea specifică mică, impun viteze economice mai mari decît la greutatea specifică ridicată.

Numărul de ore de funcționare Z — joacă un rol important.

Astfel, expresia vitezei IV-5 poate fi pusă sub forma următoare :

$$(V-1) \quad W^{3,157} = B_0 \frac{(B_1 + z B_2) G^{0,157}}{(B_3 + z B_4) \gamma^{1,157}}$$

unde s-au notat :

$$(V-2) \quad B_0 = \frac{10^7 \eta}{728,8 n (10 k)^{0,314}}$$

$$(V-3) \quad B_1 = (\alpha + \beta) (a_1 + a_2 + a_3)$$

$$(V-4) \quad B_2 = e_2 \pi k_s (\tau - t)$$

$$(V-5) \quad B_3 = (\alpha + \beta) a_4$$

$$(V-6) \quad B_4 = e_1$$

Derivind expresia V-1 în raport cu numărul de ore de funcționare — Z — și observind că B_0 , B_1 , B_2 , B_3 și B_4 sînt mărimi independente de — Z — rezultă :

$$(V-7) \quad \frac{d(w^{3,157})}{dz} = B_0 \frac{B_2 B_3 G^{0,157}}{(B_3 + z B_4) \gamma^{1,157}}$$

Așadar creșterea numărului de ore de funcționare conduce la scăderea vitezelor optime de transport ale fluidului.

b) Elementele constructive ale instalațiilor au — de asemenea — un rol important în determinarea mărimii vitezei optime.

Costurile specifice ridicate ale conductelor, izolațiilor și elementelor de construcție (a_1 , a_2 , și a_3) impun viteze de transport ridicate.

De asemenea, izolațiile termice slabe sau cele executate cu materiale avînd costuri specifice mari, conduc de asemenea la viteze optime ridicate.

O deosebită importanță are randamentul grupului de pompare a fluidului, de care viteza optimă depinde direct ; la creșterea randamentului viteza optimă suferă o creștere corespunzătoare puternică cu puterea 3,157.

Deci se confirmă încă odată importanța randamentelor înalte ale grupurilor energetice, a căror sporire poate conduce la sensibile economii în prețul de cost al lucrărilor.

Rugozitatea conductelor (adică calitatea țevelor utilizate) precum și forma rețelelor (mărimea și numărul rezistențelor individuale), au o influență negativă asupra mărimii vitezelor economice.

Concluziile acestei observații sînt, importanța folosirii unor fluide cît mai curate, epurate și decantate — care nu încrustează conductele — precum și proiectarea atentă a traseului în vederea obținerii unui minim de rezistențe individuale.

Costurile specifice ale energiei consumate pentru asigurarea circulației fluidelor pe rețea precum și cele ale grupurilor de pompare, acționează negativ asupra vitezelor optime.

Așadar, micșorarea prețurilor de cost ale energiei electrice precum și ale construcțiilor pompelor, ventilatoarelor și compresoarelor, se reflectă pozitiv asupra economiilor realizabile în investițiile și exploatarea rețelelor de transport ale fluidelor.

Din relația IV-5 s-ar părea că viteza optimă este independentă de lungimea rețelei. În realitate, apare o oarecare dependență, dar indirect și mai mult ca o concluzie a costurilor specifice ale grupurilor de pompare (a_4).

Din analiza costurilor specifice ale grupurilor de pompare rezultă că acestea scad cu creșterea puterii agregatelor.

În consecință, în cazul lungimilor de rețele mari precum și în cazul unor presiuni de lucru ridicate (p), costurile specifice a_4 descresc, ceea ce conduce la concluzia că lungimile mari ale rețelelor și presiunile ridicate acționează măbind vitezele economice de transport.

Prin determinarea unei expresii cât mai complete a vitezelor economice de transport ale fluidelor pe conducte, s-a căutat să se evidențieze analitic o serie de factori funcționali și constructivi care au importanță în determinarea soluțiilor optime din punct de vedere tehnic și economic.

Procedeul de calcul al vitezelor economice propus în această lucrare, poate fi aplicat transportului și distribuției oricărei categorii de fluide.

Dată fiind importanța factorilor tehnico-economiici, considerăm că este necesar ca dimensionarea rețelelor de transport și distribuție principală a fluidelor să se facă pe baza vitezelor economice.

În ceea ce privește dimensionarea rețelelor de distribuție secundară și rețelelor interioare clădirilor, procedeul de calcul bazat pe viteze adoptate este pe deplin satisfăcător dar este necesară precizarea unor criterii tehnico-economice pentru adoptarea lor.

Tabelele necesare calculelor precum și curbele de variație ale vitezelor admisibile optime pe categorii de fluide și debite, formează obiectul părții a II-a ale acestei lucrări.

R é s u m é

En partant des expressions analytiques du prix de revient, d'investissement et d'exploitation, on détermine une nouvelle relation générale à l'aide de laquelle on peut déterminer la vitesse optimale économique sur les conduits de transport forcé des fluides.

Le travail présenté dans ce résumé constitue la première partie d'une série de travaux qui vont traiter les vitesses économiques de transport des fluides, dans les conditions technico-économiques de la République Socialiste Roumanie.

Summary

Starting from the analytical expressions of the cost, investing and operating functions, a new general relation is determined by the help of which one can obtain the best economical speed in the forced transport pipes of the fluids.

The work presented in this summary represents the first part of a series of works that are going to treat the economical transport speed of the fluids in the technical and economical conditions of the R.S.R.

Zusammenfassung

Von den analytischen Ausdrücken der Kostenfunktionen für Investitionen und Ausbeutung ausgehend, wird ein neues allgemeines Verhältnis bestimmt, mit dessen Hilfe man die optimale ökonomische Geschwindigkeit in den Leitungen für den Transport von Flüssigkeiten berechnen kann.

Die vorliegende Arbeit stellt den ersten Teil einer Serie von Arbeiten dar, die die ökonomischen Transportgeschwindigkeit der Flüssigkeiten unter den technisch-ökonomischen Verhältnissen der S.R.R. behandeln werden.

Резюме

Начиная с аналитических производных отношений стоимости вложений и эксплуатации, определяется новое общее отношение с помощью которого можно установить наилучшую скорость по вынужденным передаточным трубопроводам жидкостей.

Представленная работа в этом кратком изложении является первой частью ряда работ, которые определяют экономические скорости доставки жидкостей и технико-экономические условия в Социалистическо Республице Румания.

Bibliografie

1. KOPIEV S. F. : „Alimentarea cu căldură“ București 1957 pag. 243—251.
 2. MATEESCU C. : „Hidraulica“ București 1963 pag. 316—319 ; pag. 372—379.
 3. D'ALBON G. ș.a. : „Determinarea vitezelor economice în conductele de ventilație“. Bul. Inst. polit. Iași Tom. I/V — fasc. 1-2 1955.
 4. HORNȘTEIN H. „Încălziri centrale“ București 1962 pag. 230, pag. 279.
 5. Manualul inginerului termotehnician. vol. 2 București 1961 pag. 571—574.
 6. M.I.P.C. — N.I.D.E. 2337-62 „Îndreptar general pentru calculul tehnologic al conductelor din industria chimică.
 7. Manualul inginerului — Hütte — București 1949. pag. 475—476.
-

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. VIII — 1966

**Mecanică, rezistența materialelor, teoria
mecanismelor, organe de mașini**

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. VIII — 1966

**Theoretical mechanics, Strength of materials,
Theory of mechanisms Machine parts**

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome VIII — 1966

**Mecanique, Rezistance des materiaux, Theorie des
mecanismes, organes de machines**

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band VIII — 1966

**Mechanikh, Festigkeitslehre, Getriebelehre,
Maschinenteile**

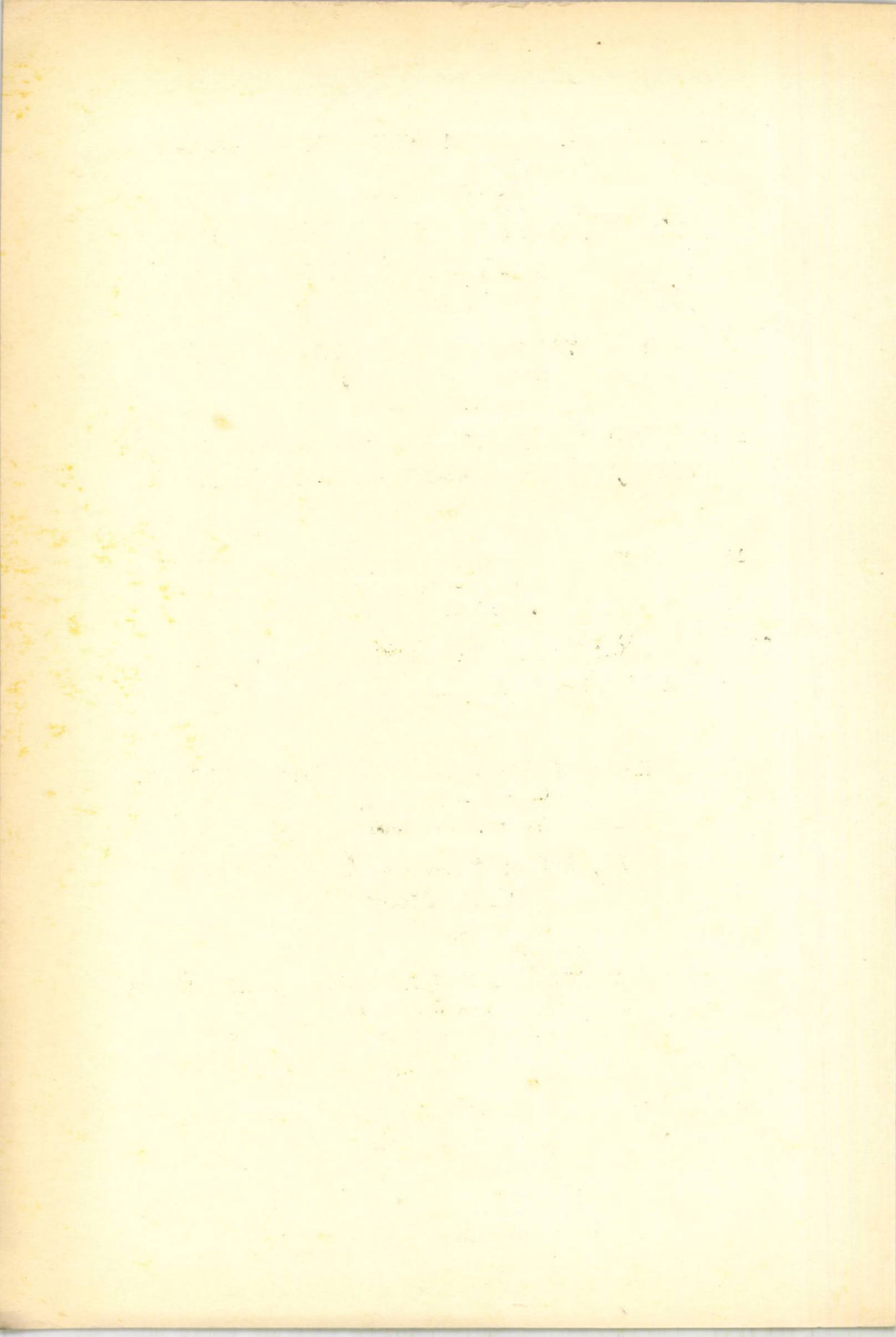
★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том VIII — 1966

**Теоретическая механика, сопротивление
материалов, теория механизмов и машин,
детали машин**



ÎNCOVOIEREA OBLICĂ PLASTICĂ A UNOR SECȚIUNI SIMPLE

conf. dr. ing. I. DEUTSCH

Generalități

În studiul proceselor tehnologice de îndoire la rece a barelor este necesară determinarea momentului încovoietor de îndoire. Astfel de procese tehnologice constituie îndoirea barelor pe mașini cu role sau pe prese, îndoirea pentru îndreptare, îndoirea pe șablon etc. Expresia momentului încovoietor de îndoire intervine și la calculul grinzilor prin metoda capacității portante. De cele mai multe ori încovoierea este plană, adică momentul încovoietor se află într-un plan principal central de inerție al barei. Totuși se întâlnește și cazul general al încovoierii oblice.

Formulele deduse depind de forma diagramei caracteristice a materialului barei. Se admite că această diagramă poate fi schematizată prin două drepte ca în fig. 1, deci că după atingerea limitei de curgere efortul unitar nu crește. Această schematizare conduce la erori față de fenomenul real, dar ușurează calculul matematic. Erorile sînt mai mici în cazul materialelor tenace, care au un palier de curgere lung. Această sursă de erori trebuie avută în vedere la folosirea formulelor de calcul. Cum zona elastică este, de obicei, scurtă față de cea plastică, în calculul momentului încovoietor de îndoire ea se poate neglija ($\epsilon_c \approx 0$). De asemenea se admite că materialul barei are aceeași limită de curgere la tracțiune ca și la compresiune.

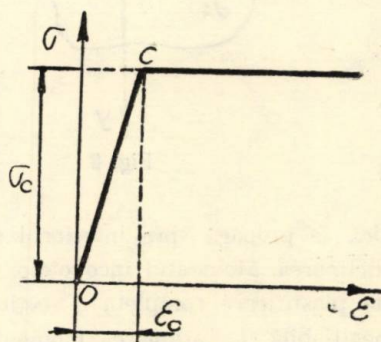


Fig. 1

Se consideră o secțiune oarecare dintr-o bară solicitată la încovoiere oblică (fig. 2).

Momentul încovoietor poate fi reprezentat printr-un vector avînd o direcție oarecare, diferită de direcțiile principale centrale de inerție. Se raportează secțiunea la un sistem de referință rectangular zOy cu originea în centrul de greutate al secțiunii.

În starea elastică efortul unitar normal produs în dreptul unui element oarecare de suprafață dA se poate calcula cu expresia :

$$\sigma = \frac{(y I_y - z I_{zy}) M_z + (z I_z - y I_{zy}) M_y}{I_z I_y - I_{zy}^2}, \quad (1)$$

unde s-a notat prin M_z și M_y componentele momentului încovoietor, cu z și y coordonatele elementului de suprafață, iar cu I_z , I_y și I_{zy} momentele de inerție centrale ale secțiunii față de sistemul de referință considerat. De notat că componentele momentului M_z și M_y se vor considera în formulă pozitive, atunci

cînd au sensul din fig. 2. Prin anularea expresiei efortului unitar se obține ecuația axei neutre, precum și panta acesteia față de sistemul de referință considerat :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{I_{zy} - I_z \operatorname{tg} \alpha}{I_y - I_{zy} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2)$$

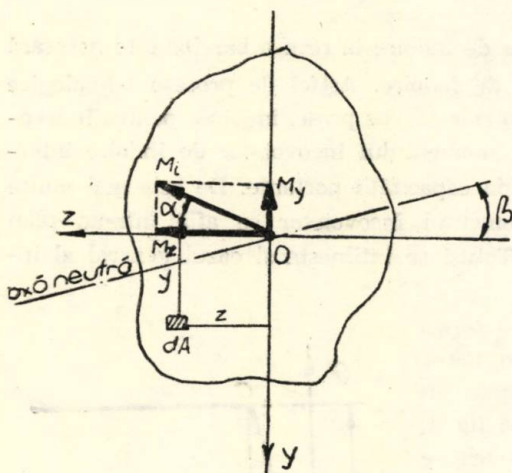


Fig. 2

Starea elastică de încovoiere se realizează însă numai pentru valori mici ale momentului încovoietor. La o anumită valoare a momentului încovoietor, efortul unitar maxim din secțiune devine egal cu cel de curgere σ_c . La creșterea momentului încovoietor secțiunea trece într-o stare de deformare elasto-plastică și zona plastică se propagă spre interiorul secțiunii. Între timp și axa neutră își schimbă înclinarea. Momentul încovoietor de îndoire completă M_0 corespunde stării limită de plastificare completă a secțiunii (fig. 3), cînd zona elastică centrală devine neglijabilă. La atingerea momentului încovoietor de îndoire M_0 bara își pierde capacitatea de a mai rezista și se îndoaie fără o creștere semnificativă a momentului.

În starea plastică se admite că eforturile unitare se repartizează uniform atât în zona întinsă cît și în cea comprimată prin încovoiere. Dacă se notează

cu A_1 și A_2 ariile celor două zone, atunci eforturile unitare dau câte o rezultantă pe fiecare zonă egale respectiv cu :

$$R_1 = \sigma_c A_1 ; R_2 = \sigma_c A_2 \quad (3)$$

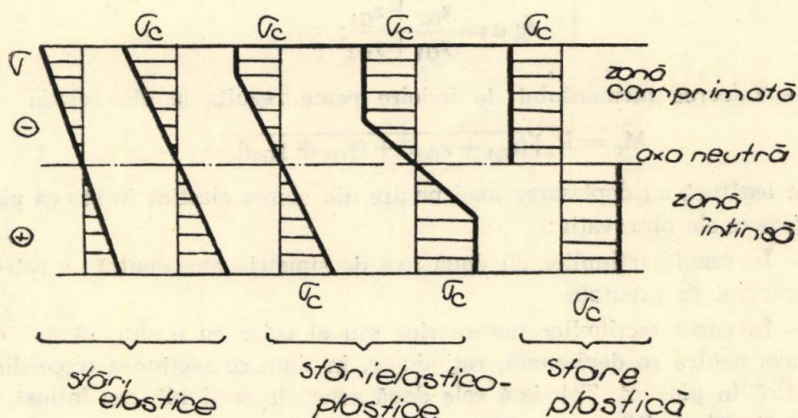


Fig. 3

Aceste rezultante se dezvoltă în centrele de greutate G_1 și G_2 ale zonelor (fig. 4) și sînt paralele cu axa longitudinală $0-x$ a barei. Între eforturile de secțiune (cuplul de îndoire M_0) și eforturile produse pe suprafața secțiunii se pot scrie trei relații de echivalență :

$$\begin{aligned} R_1 - R_2 &= 0; \\ R_1 z_{G1} + R_2 z_{G2} &= M_0 \sin \alpha; \quad (4) \\ R_1 y_{G1} + R_2 y_{G2} &= M_0 \cos \alpha; \end{aligned}$$

unde z_{G1} , y_{G1} și z_{G2} , y_{G2} sînt coordonatele punctelor G_1 și G_2 .

Aceste trei relații permit determinarea poziției axei neutre și a expresiei momentului de încovoiere M_0 . Din relațiile (3) și (4) se desprind următoarele concluzii :

— Eforturile interioare R_1 și R_2 sînt egale și de sens contrar și formează un cuplu de forțe.

$$M_0 = R_1 G_1 G_2 ; \quad (5)$$

— Dacă materialul grinzii are aceeași limită de curgere la tracțiune și la compresiune, atunci zona întinsă din secțiune are aceeași mărime ca și cea comprimată

$$A_1 = A_2 ; \quad (6)$$

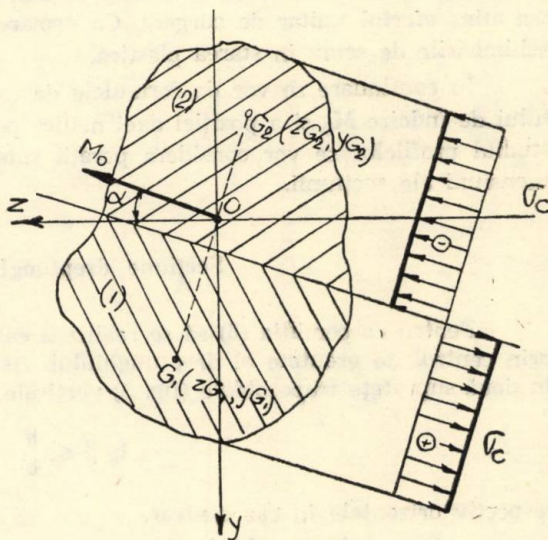


Fig. 4

— Suportul momentului de încovoiere M_0 este perpendicular pe dreapta G_1G_2 și diferit, de obicei, de axa neutră. Între înclinarea momentului și coordonatele centrelor de greutate G_1 și G_2 există relația

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_{G2} + z_{G1}}{y_{G1} + y_{G2}}; \quad (7)$$

— Valoarea momentului de îndoire poate rezulta și din relația

$$M_0 = R_1 \sqrt{(z_{G1} + z_{G2})^2 + (y_{G1} + y_{G2})^2} \quad (8)$$

În legătură cu deplasarea axei neutre din starea elastică în starea plastică se pot face unele observații :

— În cazul secțiunilor cu două axe de simetrie axa neutră se rotește în jurul centrului de greutate.

— În cazul secțiunilor nesimetrice sau al celor cu o singură axă de simetrie axa neutră se deplasează, rotindu-se, în timp ce secțiunea trece din starea elastică în plastică. Totodată cele două zone ale secțiunii, cea întinsă și cea comprimată, își modifică suprafața astfel, încît tind spre realizarea condiției (6). Acea zonă crește în care apare în primul rînd efortul unitar de curgere.

— În timpul deplasării axei neutre pe anumite zone, de obicei relativ mici, ale secțiunii, eforturile unitare își schimbă semnul. Această schimbare se produce în special în starea elastică a zonelor și mai puțin după ce în zona respectivă s-a atins efortul unitar de curgere. Ca urmare în cele ce urmează se neglijează schimbările de semn în starea plastică.

În continuare se vor da formulele de calcul pentru determinarea momentului de îndoire M_0 și a poziției axei neutre pentru forme simple de secțiuni. La studiul profilelor se vor considera pereții subțiri în comparație cu celelalte dimensiuni ale secțiunii.

Secțiune dreptunghiulară

Pentru ca condiția (6) să se realizeze este necesar ca axa neutră să treacă prin centrul de greutate al dreptunghiului. Astfel axa neutră împarte secțiunea în două suprafețe trapezoidale (fig. 5) verticale dacă :

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{h}{b}$$

respectiv orizontale în caz contrar.

— În cazul suprafețelor trapezoidale verticale ecuațiile de echivalență (4) devin :

$$\sigma_c \frac{b^3}{6} \operatorname{tg} \beta = M_0 \sin \alpha;$$

$$\sigma_c \frac{b}{12} (3h^2 - b^2 \operatorname{tg}^2 \beta) = M_0 \cos \alpha;$$

de unde rezultă :

$$\operatorname{tg} \beta = -\operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \alpha + 3 \frac{h^2}{b^2}}; \quad (9)$$

$$M_0 = \frac{\sigma_c b^3}{6 \sin \alpha} \left(-\operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \alpha + 3 \frac{h^2}{b^2}} \right).$$

Aceste relații sînt valabile numai dacă :

$$\operatorname{tg} \beta = -\operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \alpha + 3 \frac{h^2}{b^2}} \leq \frac{h}{b} \quad \text{sau} \quad \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{b}{h}. \quad (10)$$

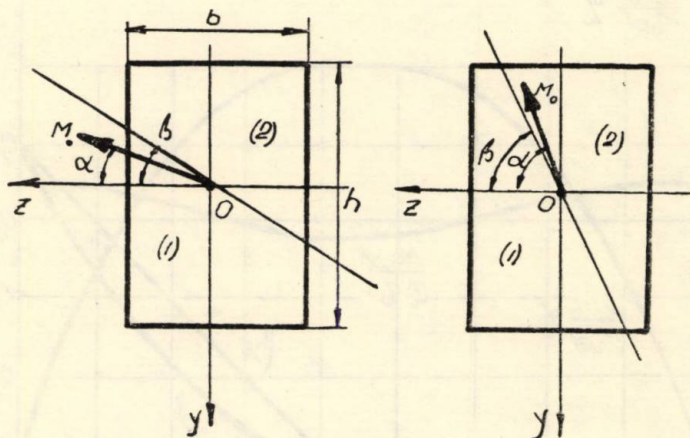


Fig. 5

— În cazul suprafețelor trapezoidale orizontale se obține

$$\sigma_c \frac{h}{12} (3b^2 - h^2 \operatorname{ctg}^2 \beta) = M_0 \sin \alpha;$$

$$\sigma_c \frac{h^3}{6} \operatorname{ctg} \beta = M_0 \cos \alpha;$$

de unde

$$\operatorname{ctg} \beta = -\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 3 \frac{b^2}{h^2}},$$

$$M_0 = \frac{\sigma_c h^3}{6 \cos \alpha} \left(-\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 3 \frac{b^2}{h^2}} \right). \quad (11)$$

Relațiile obținute sînt valabile numai dacă

$$\operatorname{tg} \beta = \left[-\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 3 \frac{b^2}{h^2}} \right]^{-1} \frac{h}{b} \quad \text{sau} \quad \operatorname{tg} \alpha \geq \frac{b}{h}. \quad (12)$$

În cazul particular al secțiunii pătrate ($h=b$) relațiile devin :

— dacă $\operatorname{tg} \alpha \leq 1$: $\operatorname{tg} \beta = -\operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \alpha + 3}$;

$$M_0 = \frac{\sigma_c b^3}{6 \sin \alpha} \operatorname{tg} \beta.$$

— dacă $\operatorname{tg} \alpha \geq 1$: $\operatorname{ctg} \beta = -\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 3}$;

$$M_0 = \frac{\sigma_c b^3}{6 \cos \alpha} \operatorname{ctg} \beta.$$

În fig. 6 sînt reprezentate relațiile de calcul pentru secțiunea pătrată atît pentru starea elastică limită ($\sigma_{\max} = \sigma_c$), cît și pentru starea plastică limită.

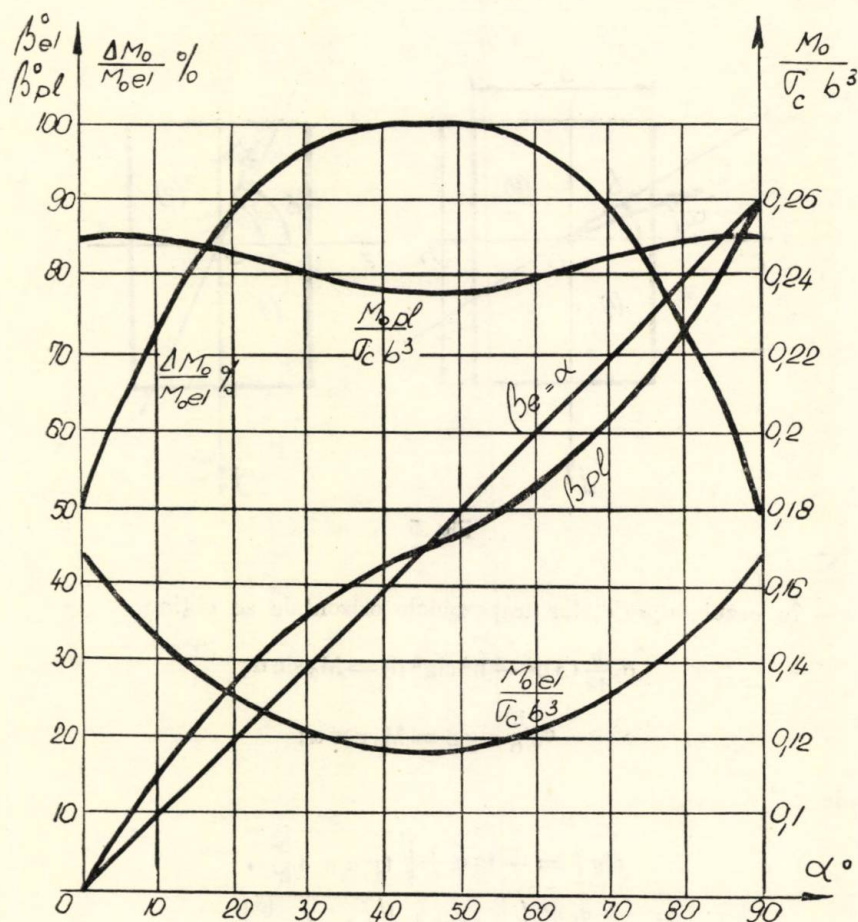


Fig. 6

Se observă că pentru $\alpha = 0^\circ$ și $\alpha = 90^\circ$ momentul încovoiător M_0 prezintă valori maxime. Pentru $\alpha = 45^\circ$ îndoirea se realizează cu un moment de încovoiere minim. În acest caz se atinge repede în special starea elastică limită în schimb momentul încovoiător al stării plastice limită nu depinde prea mult de unghiul α

Secțiune eliptică

Se consideră o secțiune delimitată de către o elipsă cu semiaxele a și b având ecuația

$$\frac{z^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1 = 0$$

Pentru o înclinare oarecare a momentului încovoietor axa neutră are ecuația :

$$y = m z$$

și intersectează elipsa în două puncte de coordonate (fig. 7) :

$$z_B = \frac{\pm a b}{\sqrt{b^2 + m^2 a^2}},$$

$$y_B = \frac{\pm m a b}{\sqrt{b^2 + m^2 a^2}}.$$

Momentul static al zonei (1) față de axele de simetrie ale elipsei se calculează cu expresiile :

$$S_z = \frac{2}{3} \frac{a b^3}{\sqrt{b^2 + m^2 a^2}} ; \quad S_y = \frac{2}{3} \frac{m a^3 b}{\sqrt{b^2 + m^2 a^2}}$$

Cu aceste expresii din ecuațiile de echivalență (4) rezultă înclinarea axei neutre:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b^2}{a^2} \operatorname{tg} \alpha$$

și momentul încovoietor de îndoire :

$$M_0 = \frac{4}{3} \frac{a^2 b^2 \sigma_c}{\sqrt{a^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha}}. \quad (13)$$

În cazul particular al secțiunii circulare ($b = a$) se obține

$$\beta = \alpha \quad \text{și} \quad M_0 = \frac{4}{3} a^3 \sigma_c$$

Se observă că în cazul secțiunii eliptice axa neutră are aceeași înclinare în starea plastică ca și în cea elastică.

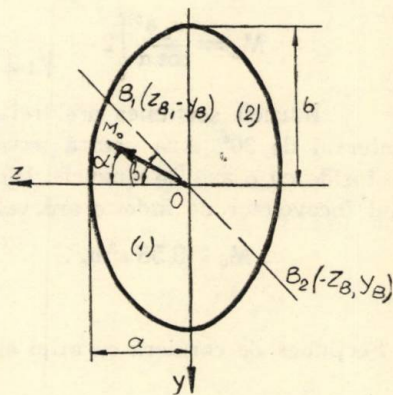


Fig. 7

Secțiune triunghiulară echilaterală

Se consideră cazul particular al unei bare cu secțiunea în formă de triunghi echilateral (fig. 8). Fie :

$$y = v - z \operatorname{tg} \beta$$

ecuația axei neutre, iar ecuațiile laturilor înclinate ale triunghiului

$$\frac{z}{a} + \frac{y}{a\sqrt{3}} = 1 \quad ; \quad -\frac{z}{a} + \frac{y}{a\sqrt{3}} = 1.$$

Axa neutră intersectează aceste laturi în punctele D_1 și D_2 de coordonate :

$$\text{Punctul } D_1 : z = \frac{v - a\sqrt{3}}{\operatorname{tg} \beta - \sqrt{3}} ; \quad y = \frac{a \operatorname{tg} \beta - v}{\operatorname{tg} \beta - \sqrt{3}} \sqrt{3}.$$

$$\text{Punctul } D_2 : z = \frac{v - a\sqrt{3}}{\operatorname{tg} \beta + \sqrt{3}} ; \quad y = \frac{a \operatorname{tg} \beta + v}{\operatorname{tg} \beta + \sqrt{3}} \sqrt{3}.$$

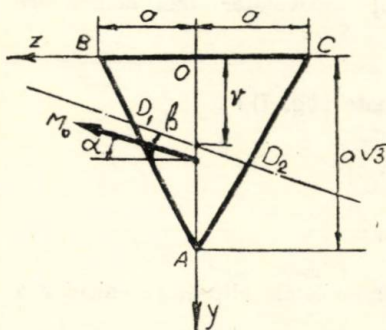


Fig. 8

Cu aceste valori ecuațiile de echivalență (4) devin :

$$v = a\sqrt{3} - \frac{a}{\sqrt{2}} \sqrt{3 - \operatorname{tg}^2 \beta} ;$$

$$M_0 \sin \alpha = \frac{4 \sigma_c}{\sqrt{3}} \frac{(a\sqrt{3} - v)^2 \operatorname{tg} \beta}{(3 - \operatorname{tg}^2 \beta)^2} ;$$

$$M_0 \cos \alpha = 2 \sigma_c a^2 \frac{\sqrt{3} v - a \operatorname{tg}^2 \beta}{3 - \operatorname{tg}^2 \beta}.$$

Rezultă :

$$\operatorname{tg} \beta = 3 - \frac{1 + \sqrt{2 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha}}{1 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha} \operatorname{tg} \alpha ;$$

$$v = \left[1 - \frac{\sqrt{1 + 3 \operatorname{tg}^2 \alpha + 18 \operatorname{tg}^4 \alpha + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{2 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha}}}{(1 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha) \sqrt{2}} \right] a \sqrt{3}, \quad (14)$$

$$M_0 = \frac{\sigma_c a^3}{\cos \alpha} \left[2 - \frac{(1 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha) \sqrt{2}}{\sqrt{1 + 3 \operatorname{tg}^2 \alpha + 18 \operatorname{tg}^4 \alpha + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{2 + 6 \operatorname{tg}^2 \alpha}}} \right].$$

Întrucît secțiunea are trei axe de simetrie valorile reapar pentru fiecare interval de 30° . Axa neutră trece prin centrul de greutate numai atunci, cînd coincide cu o axă de simetrie. Din (14) rezultă că pentru orice înclinare momentul încovoietor de îndoire are valori apropiate de

$$M_0 \approx 0,58 a^3 \sigma_c.$$

Secțiunea de cornieră cu aripi egale

Axa neutră intersectează de obicei cele două aripi ale secțiunii cornierei ca în fig. 9.

Ecuațiile de echivalență (4) devin :

$$u + v = a ;$$

$$\frac{1}{2} \sigma_c t (a^2 - 2u^2) = M_0 \sin \alpha ;$$

$$\frac{1}{2} \sigma_c t (a^2 - 2v^2) = M_0 \cos \alpha.$$

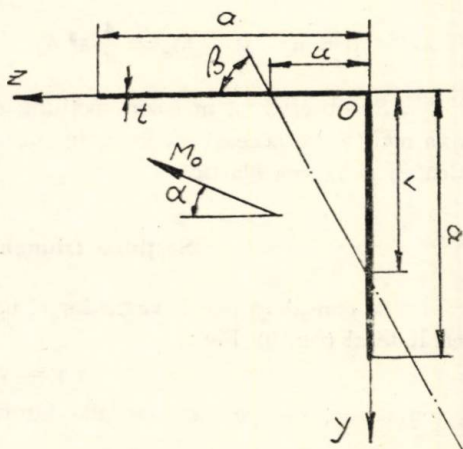


Fig. 9

Rezultă poziția axei neutre și valoarea momentului încovoietor de îndoire :

$$\begin{aligned} u &= \frac{-2 \sin \alpha + \sqrt{2}}{2 (\cos \alpha - \sin \alpha)} a ; & v &= \frac{2 \cos \alpha - \sqrt{2}}{2 (\cos \alpha - \sin \alpha)} a ; \\ \beta &= \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{8} ; & M_0 &= \sigma_c t a^2 \frac{\sqrt{2} - \sin \alpha - \cos \alpha}{1 - \sin 2 \alpha} . \end{aligned} \quad (15)$$

Diagrama din fig. 10 conține elementele stării plastice de solicitare în comparație cu starea elastică limită pentru înclinările posibile ale momentului încovoietor.

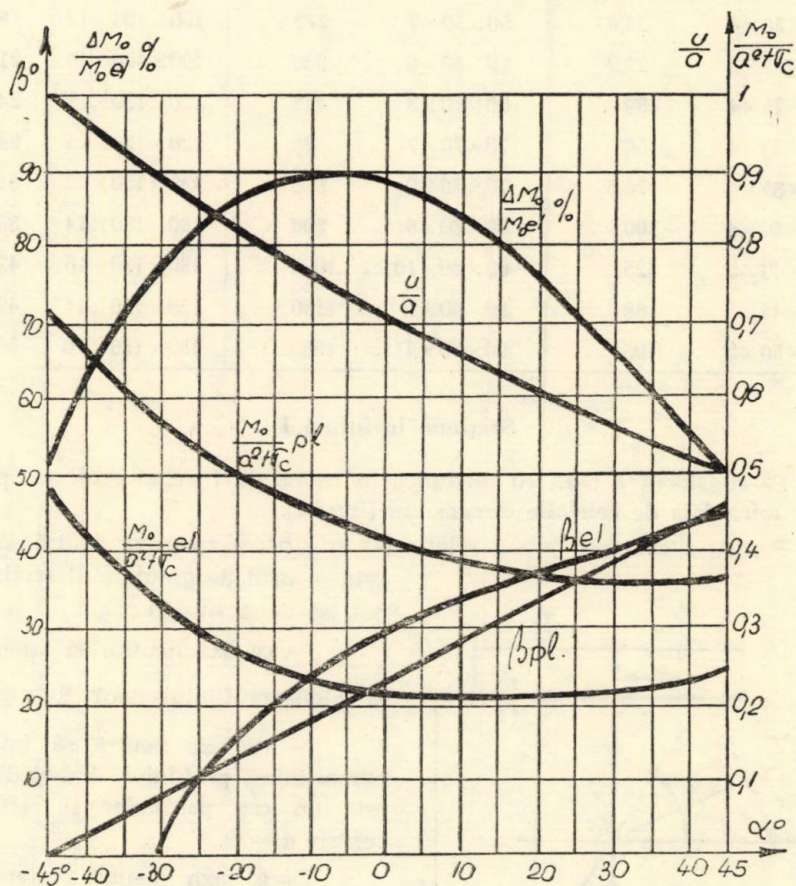


Fig. 10

Se observă că momentul încovoietor de plastificare completă este maxim la $\alpha = -45^\circ$ iar minim la $\alpha = +45^\circ$.

El are valori cuprinse între

$$M_0 = (0,35 - 0,7) a^2 t \sigma_c ,$$

deci valoarea maximă este de două ori mai mare decât valoarea minimă.

În tabelul 1 se dau momentele încovoietoare maxime M_0 calculate cu relația (15) pentru cornierele date în STAS 424-49. În calcul s-a admis că $\sigma_c = 22 \text{ kgf/mm}^2$ și s-a aproximat lungimea de calcul a aripilor cu lungimile nominale ale secțiunii corniere.

Tabelul 1

Corniere	$M_0 \text{ max mkgf}$	Corniere	$M_0 \text{ max mkgf}$	Corniere	$M_0 \text{ max mkgf}$
20×20×3	18,7	50×50×6	234	100×100×10	1560
20×20×4	24,8	50×50×7	272	100×100×12	1800
25×25×3	29,2	60×60×6	336	100×100×14	2180
25×25×4	39	60×60×8	448	120×120×11	2480
30×30×4	56	70×70×7	536	120×120×13	2920
35×35×4	76,5	70×70×9	686	130×130×12	3150
40×40×4	100	80×80×8	800	130×130×14	3680
40×40×5	125	80×80×10	1000	130×130×16	4200
45×45×5	158	90×90×9	1130	150×150×14	4900
50×50×5	195	90×90×11	1380	150×150×16	5600

Secțiune în formă I

Se consideră o bară cu secțiunea în formă de I avînd grosimea pereților relativ mică față de celelalte dimensiuni (fig. 11).

Pentru a satisface prima relație (4) este necesar ca axa neutră să treacă prin centrul de greutate al secțiunii. Se pot ivi două situații :

— ca axa neutră să intersecteze și tăpile profilului, dacă $\beta > \arctg \frac{h}{b}$;

— ca axa neutră să întâlnească numai inima profilului. Acesta din urmă este un caz particular și corespunde pentru $\alpha = 0$.

Dacă axa neutră intersectează tăpile profilului la distanța u de axa verticală de simetrie, atunci ecuațiile de echivalență (4) devin :

$$\frac{\sigma_c t}{2} (b^2 - 4u^2) = M_0 \sin \alpha :$$

$$\frac{\sigma_c h}{4} (hd + 8ut) = M_0 \cos \alpha ,$$

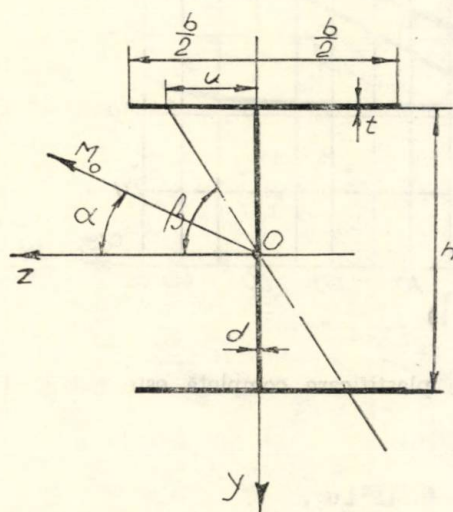


Fig. 11

de unde se obține :

$$\begin{aligned} u &= -\frac{h}{2} \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2} \sqrt{b^2 + h^2 \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{h^2 d}{2t} \operatorname{tg} \alpha}; \\ \operatorname{ctg} \beta &= -\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\frac{b^2}{h^2} + \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{d}{2t} \operatorname{tg} \alpha}; \\ M_0 &= \frac{\sigma_c t h^2}{4 \cos \alpha} \left(\frac{d}{t} - 4 \operatorname{tg} \alpha + 4 \sqrt{\frac{b^2}{h^2} + \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{d}{2t} \operatorname{tg} \alpha} \right). \end{aligned} \quad (16)$$

Ca aplicație s-a studiat cazul profilului cu $h = b$ și $d \approx 0$, când

$$u = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right); \quad \beta = 45^\circ + \frac{\alpha}{2}; \quad M_0 = \frac{\sigma_c t b^2}{1 + \sin \alpha}$$

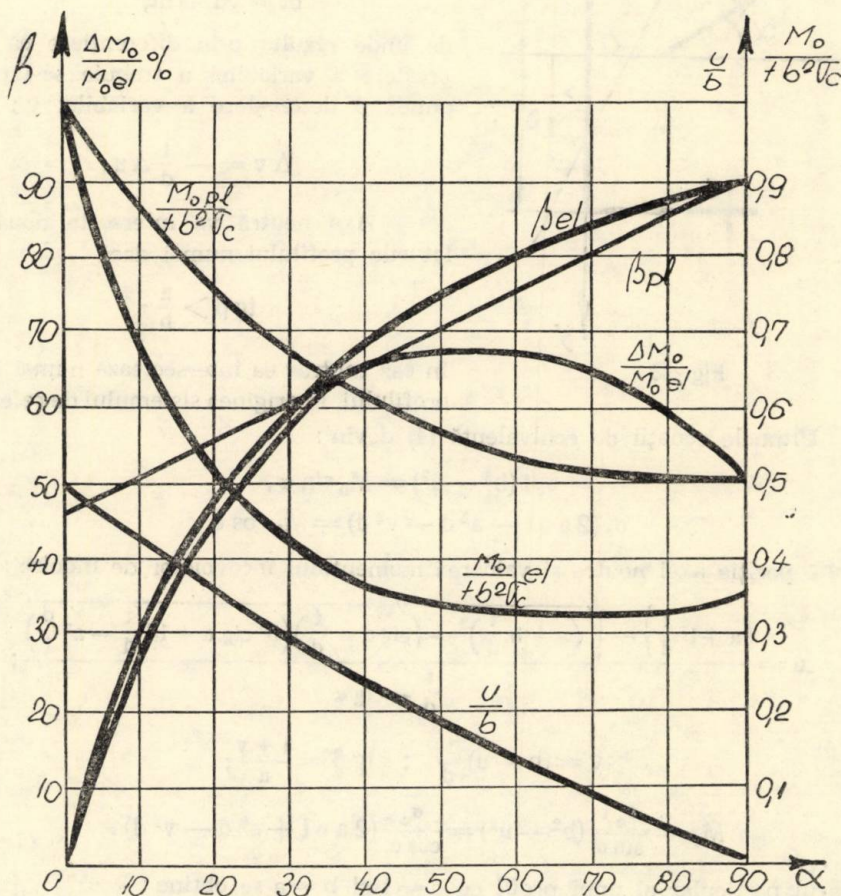


Fig. 12

În fig. 12 se dă reprezentarea grafică a unghiului de înclinare a axei neutre și a momentului de încovoiere limită atât pentru starea elastică cit și pentru cea plastică.

Secțiune în formă U

Se consideră o bară cu secțiunea în formă de „U”, avînd grosimea pereților mică, în comparație cu celelalte dimensiuni. Pentru o înclinare oarecare a momentului încovoietor axa neutră formează unghiul β cu axa orizontală $o-z$ (fig. 13) și intersectează două laturi ale profilului la distanța u respectiv v de originea sistemului de referință.

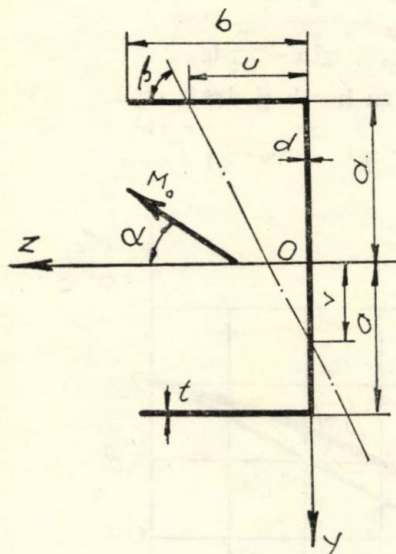


Fig. 13

Prima ecuație de echivalență (4) este satisfăcută dacă

$$bt = vd + ut,$$

de unde rezultă prin diferențiere că la o creștere a variabilei u trebuie să-i corespundă o descreștere a variabilei v :

$$\Delta v = -\frac{t}{d} \Delta u.$$

Axa neutră va intersecta două din laturile profilului numai dacă

$$\operatorname{tg} \beta > \frac{a}{b}.$$

în caz contrar ea intersectează numai inima profilului în originea sistemului de referință.

Ultimele ecuații de echivalență (4) devin:

$$\sigma_c t (b^2 - u^2) = M_0 \sin \alpha,$$

$$\sigma_c (2 a u t - a^2 d - v^2 d) = M_0 \cos \alpha.$$

Rezultă poziția axei neutre și valoarea momentului încovoietor de îndoire:

$$u = \frac{\left(a + b \frac{t}{d}\right) - \sqrt{\left(a + b \frac{t}{d}\right)^2 + \left(\operatorname{ctg} \alpha - \frac{t}{d}\right)\left(b^2 \operatorname{ctg} \alpha + b^2 \frac{t}{d} - a^2 \frac{d}{t}\right)}}{\frac{t}{d} - \operatorname{ctg} \alpha};$$

$$v = (b - u) \frac{t}{d}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{a + v}{u};$$

$$M_0 = \frac{\sigma_c t}{\sin \alpha} (b^2 - u^2) = \frac{\sigma_c}{\cos \alpha} (2 a u t - a^2 d - v^2 d).$$

În cazul particular al unui profil cu $d = t$ și $b = a$ se obține:

$$u = \frac{2 - \sqrt{4 - \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}{1 - \operatorname{ctg} \alpha} a; \quad v = \frac{-1 - \operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{4 - \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}{1 - \operatorname{ctg} \alpha} a;$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{-2 \operatorname{ctg} \alpha + \sqrt{4 - \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}{2 - \sqrt{4 - \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}; \quad M_0 = \sigma_c t a^2 \frac{-7 - \operatorname{ctg} \alpha + 4\sqrt{4 - \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}{(1 - \operatorname{ctg} \alpha)^2 \sin \alpha}$$

În fig. 14 se dă reprezentarea grafică a relațiilor acestui caz particular. Se observă că la o înclinare mică a momentului încovoiator $\beta > 45^\circ$, adică orice stare plastică diferită de $\alpha = 0$ se reduce la cea studiată.

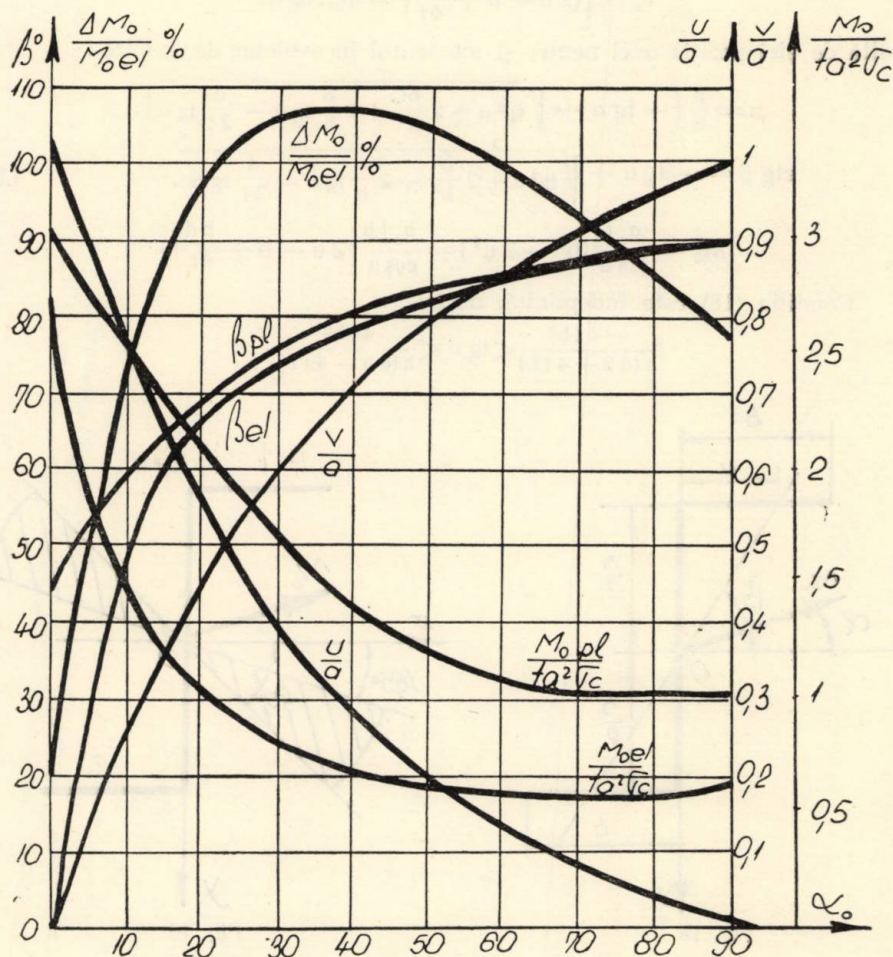


Fig. 14

Secțiune în formă Z

Se consideră o secțiune în formă de Z, avînd grosimea pereților mică în comparație cu celelalte dimensiuni. Pentru orice înclinare a momentului încovoiator axa neutră trece prin centrul de greutate al secțiunii (fig. 15). Direcția axei neutre este determinată numai dacă

$$\arctg \frac{h}{2b} < \beta < \frac{\pi}{2} \quad (18)$$

Pentru o poziție oarecare a axei neutre relațiile de echivalență (4) devin :

$$\begin{aligned}\sigma_c t (b^2 - 2u^2) &= M_0 \sin \alpha, \\ \sigma_c t h \left(2u - b + \frac{hd}{4t} \right) &= M_0 \cos \alpha.\end{aligned}$$

Rezultă de aici poziția axei neutre și momentul încovoiator de îndoire :

$$\begin{aligned}u &= \frac{h}{2} \left(-\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 2 \frac{b^2}{h^2} + 2 \frac{b}{h} \operatorname{tg} \alpha - \frac{d}{2t} \operatorname{tg} \alpha} \right), \\ \operatorname{ctg} \beta &= -\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 2 \frac{b^2}{h^2} + 2 \frac{b}{h} \operatorname{tg} \alpha - \frac{d}{2t} \operatorname{tg} \alpha}, \\ M_0 &= \frac{\sigma_c t}{\sin \alpha} (b^2 - 2u^2) = \frac{\sigma_c t h}{\cos \alpha} \left(2u - b + \frac{hd}{4t} \right).\end{aligned}\quad (19)$$

Condiția (18) este îndeplinită, dacă :

$$\frac{-4tb^2}{h(dh + 4tb)} < \operatorname{tg} \alpha < \frac{4tb^2}{h(dh - 4tb)}.$$

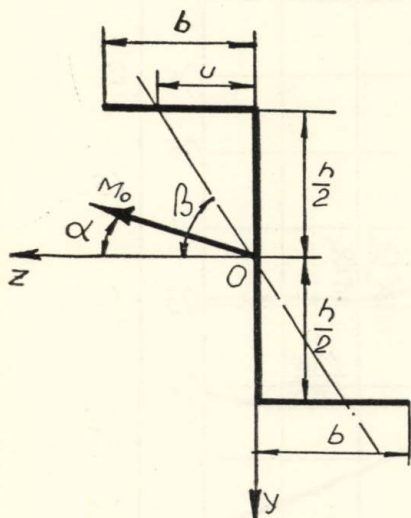


Fig. 15

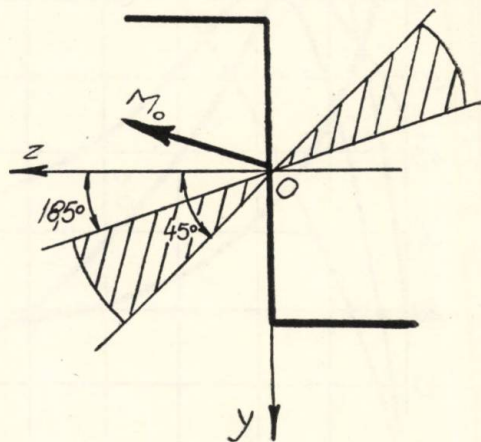


Fig. 16

Ca aplicație se consideră cazul particular $h = 2b$ și $d = t$, când relațiile obținute devin

$$\begin{aligned}u &= b \left(-\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha}{2}} \right), \\ \operatorname{ctg} \beta &= -\operatorname{tg} \alpha + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha}{2}}, \\ M_0 &= \frac{4tb^2}{\cos \alpha} \sigma_c \left(\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha}{2}} - \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{4} \right)\end{aligned}$$

cu condiția ca

$$-18,5^\circ < \alpha < 135^\circ.$$

Pentru înclinările momentului încovoietor, care nu satisfac această inegalitate, corespunzătoare zonei hașurate din fig. 16, ecuațiile de echivalență nu pot fi îndeplinite. Dacă cuplul de încovoiere se aplică totuși în acest domeniu, atunci grinda își pierde capacitatea portantă înainte ca toată secțiunea să ajungă

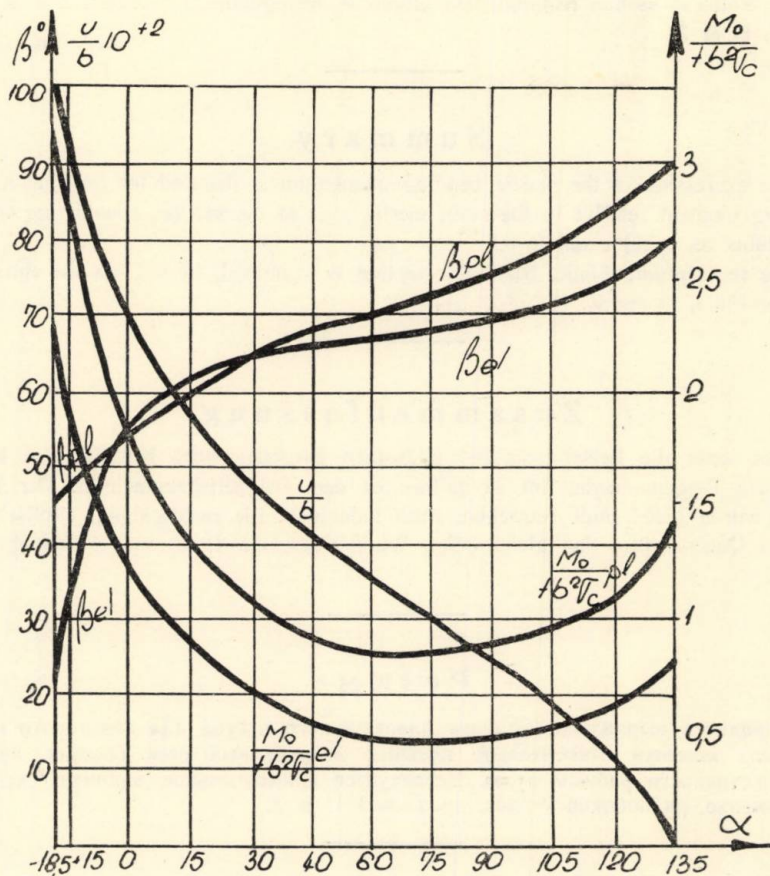


Fig. 17

în stare plastică. Odată cu creșterea momentului, plastificarea apare și se dezvoltă înainte în tălpi. De îndată ce în toate punctele tălpii efortul unitar depășește limita de curgere a materialului, secțiunea nu mai poate opune nici o rezistență componentei M_y a momentului încovoietor, cu toate că în inima profilului se menține încă o stare elastică de tensiune. Ca urmare pentru acest domeniu momentul încovoietor limită se determină cu expresia

$$M_0 = \frac{M_y}{\sin \alpha} = \frac{\sigma_c t b^2}{\sin \alpha}.$$

În fig. 17 se dă reprezentarea grafică a mărimilor stărilor elastice și plastice limită.

Résumé

On déduit l'expression du moment de flexion plastique pour une inclinaison quelconque du moment de flexion par rapport aux axes principaux d'inertie de la section en considérant le module de plasticité étant égal à zéro.

On étudie la section rectangulaire, elliptique, triangulaire, la cornière à ailes égales, le profil I, U et Z.

Summary

The expression of the plastic bending momentum is deduced for any inclination of the bending moment relative to the main inertia axes of the section, considering the plasticity modulus as being equal to 0.

The rectangular, elliptic, triangular section is examined, as well as the equal angle and the profile I, U and Z.

Zusammenfassung

Man leitet die Beziehung des bildsamen Biegemomentes her für eine beliebige Neigung des Biegemomentes im Verhältnis zu den Trägheitshauptachsen. Der Plastizitätsmodul wurde gleich null betrachtet. Man untersucht die rechteckigen, elliptischen und dreieckigen Querschnitte, das gleichseitige Winkelisen, die I, U und Z förmige Eisenprofile.

Резюме

Приводится выражение момента пластического изгиба для некоторого наклона изгибающего момента относительно главных инерционных осей сечения, принимая модуль пластичности равным нулю. Исследуется прямоугольное, эллиптическое, треугольное сечение, равнобокий уголок, профиль I, U и Z.

Bibliografie

1. GH. EM. FILIPESCU : *Statika construcțiilor și Rezistența materialelor*, Imprimeria Națională, București, 1940.
 2. A. GELEJI : *Bildsame Formung der Metalle in Rechnung und Versuch*, Akademie-Verlag, Berlin, 1961.
 3. B. N. GORBUNOV, V. G. CIUDNOVSKII : *Rasciot balok na kosoi izghib pri plasticeskih deformacijah*, in „Sbornik trudov Kievskovo stroitelnovo instituta“ vip. 2, 1935.
 4. S. D. PONOMARIOV și colectiv : *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. 1-3, Editura Tehnică, București, 1960—1964.
 5. L. A. ȘOFMAN, P. I. LAKATOȘ : *Plasticeski izghib*, Zavodskaja laboratoria, nr. 11/1949, Metalurghizdat.
-

PROBLEME DE MAXIM ȘI MINIM LA ÎNCOVOIEREA OBLICĂ

Șef. lucr. ing. I. GOIA

Încovoierea oblică este solicitarea la care vectorul moment încovoiător în secțiune nu coincide cu nici una din direcțiile principale centrale de inerție.

În lucrarea de față se prezintă unele precizări și aspecte ce intervin la aplicarea formulei generale a încovoierii oblice pentru cazul barelor drepte.

I. Relația generală a efortului unitar de încovoiere

Se consideră o grindă de secțiune oarecare dar constantă în lungul grinzii, supusă la încovoiere oblică. Secțiunea grinzii este raportată la un sistem de referință ZOY avînd originea în centrul de greutate al secțiunii. În secțiune se dezvoltă un moment încovoiător de direcție oarecare. Componentele M_z și M_y ale momentului încovoiător produc în dreptul unei suprafețe elementare dA un efort unitar normal σ .

Se admite valabilitatea ipotezelor lui Hooke și Bernoulli respectiv eforturile unitare sînt proporționale cu deformațiile și secțiunea plană și normală pe axa grinzii înainte de deformare, rămîne plană și normală pe axa grinzii și după deformare. Pe baza acestor ipoteze legea de distribuție pe suprafața secțiunii transversale a efortului unitar normal poate fi exprimată prin funcția liniară.

$$\sigma = C_1 z + C_2 y + C_3 \quad (1)$$

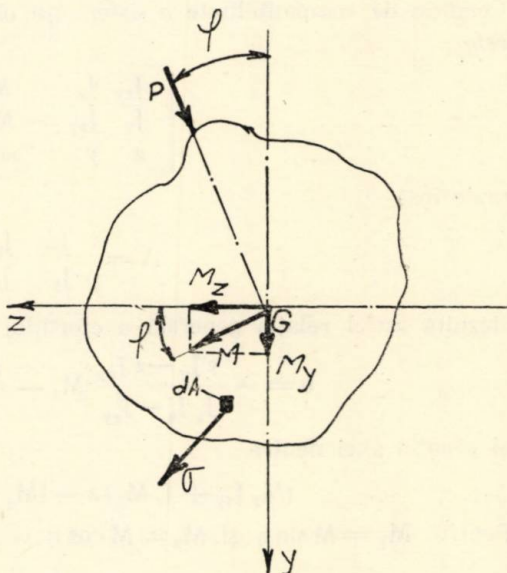


Fig. 1. Momentul încovoiător care solicită o secțiune oarecare.

Constantele C_1 , C_2 și C_3 se determină din ecuațiile de echilibru :

$$\int \sigma dA = 0; \quad \int \sigma x dA = M_z; \quad \int \sigma z dA = -M_y; \quad (2)$$

Înlocuind expresia lui σ se obține :

$$\begin{aligned} C_1 \int z dA + C_2 \int y dA + C_3 \int dA &= 0; \\ C_1 \int zy dA + C_2 \int y^2 dA + C_3 \int x dA &= M_z; \\ C_1 \int z^2 dA + C_2 \int zy dA + C_3 \int z dA &= -M_y \end{aligned}$$

Ținând cont că

$$\begin{aligned} \int z dA = S_y = 0; \quad \int y dA = S_z = 0; \\ \int y^2 dA = J_z; \quad \int z^2 dA = J_y; \quad \int y z dA = J_{zy} \end{aligned} \quad (3)$$

rezultă că $C_3 = 0$.

Astfel sistemul de ecuații poate fi scris sub forma :

$$\begin{aligned} C_1 J_{zy} + C_2 J_z &= M_z; \\ C_1 J_y + C_2 J_{zy} &= -M_y; \\ C_1 z + C_2 y &= \sigma. \end{aligned}$$

Condiția de compatibilitate a sistemului obținut, conform teoremei lui Rouché, este

$$\begin{vmatrix} J_{zy} & J_z & M_z \\ J_y & J_{zy} & -M_y \\ z & y & \sigma \end{vmatrix} = 0$$

unde însă

$$\Delta = \begin{vmatrix} J_{zy} & J_z \\ J_y & J_{zy} \end{vmatrix} \neq 0$$

Rezultă astfel relația generală a efortului unitar normal de încovoiere

$$\sigma = -\frac{y J_y - z J_{zy}}{J_y J_z - J_{zy}^2} M_z - \frac{z J_z - y J_{zy}}{J_y J_z - J_{zy}^2} M_y \quad (4)$$

și ecuația axei neutre

$$(M_z J_{zy} + J_z M_y) z - (M_y J_{zy} + J_y M_z) y = 0$$

Pentru $M_y = M \sin \varphi$ și $M_z = M \cos \varphi$ se obține înclinarea axei neutre :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{J_{zy} + J_z \operatorname{tg} \varphi}{J_y + J_{zy} \operatorname{tg} \varphi} \quad (5)$$

Particularizînd relația generală a efortului unitar de încovoiere se obține :

1. Dacă momentul încovoietor M este dirijat de-a lungul unei axe de coordonate, adică, spre exemplu. $M_y = 0$, atunci rezultă

$$\sigma = \frac{J_y y - z J_{zy}}{J_z J_y - J_{zy}^2} M_z \quad (6)$$

Ecuția, respectiv înclinarea axei neutre, este

$$J_y y - J_{zy} z = 0; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{J_{zy}}{J_y} \quad (7)$$

2. Dacă axele de coordonate sînt axe principale de inerție, atunci $I_{zy} = 0$.
Rezultă

$$\sigma = \frac{M_z y}{J_z} - \frac{M_y z}{J_y} \quad (8)$$

Înclinarea axei neutre este dată de relația

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \varphi \quad (9)$$

Se obțin în acest caz formulele clasice ale încovoierii oblice.

3. Dacă axele de coordonate sînt direcții principale de inerție, iar momentul încovoietor este dirijat de-a lungul uneia dintre aceste axe, spre exemplu în lungul axei $O - Z$ ($J_{zy} = 0$ și $M_y = 0$) atunci se obține formula lui Nevier :

$$\sigma = \frac{M_z}{I_z} y \quad (10)$$

În cazul secțiunilor compuse neavînd nici o axă de simetrie calculul clasic la încovoierea oblică este laborios, întrucît necesită și determinarea direcțiilor principale și a momentelor principale de inerție, pentru determinarea efortului unitar maxim în punctele cele mai solicitate ale secțiunii periculoase.

Efortul unitar maxim se află cu ajutorul formulei

$$|\sigma|_{\max} = \frac{(J_z y - z J_{zy})_{\max}}{J_z J_y - J_{zy}^2} M$$

Întrucît numitorul expresiei este o constantă, fiind invariantul pătratic al momentelor de inerție, iar momentul încovoietor M este de asemenea o constantă pentru secțiunea periculoasă, rezultă că efortul unitar maxim va lua naștere, în punctele în dreptul cărora numărătorul este maxim, adică pentru secțiunile care au colțuri în acele colțuri pentru care ambii termeni ai parantezei de la numărător au același semn.

Un exemplu ilustrează avantajul efectuării calculului utilizînd formula (6).

O grindă avînd secțiunea un profil Z-20 este simplu rezemată la capete și încărcată cu o sarcină uniform distribuită $p = 500 \text{ kgf/m}$.

Să se determine efortul unitar normal maxim în secțiunea periculoasă.

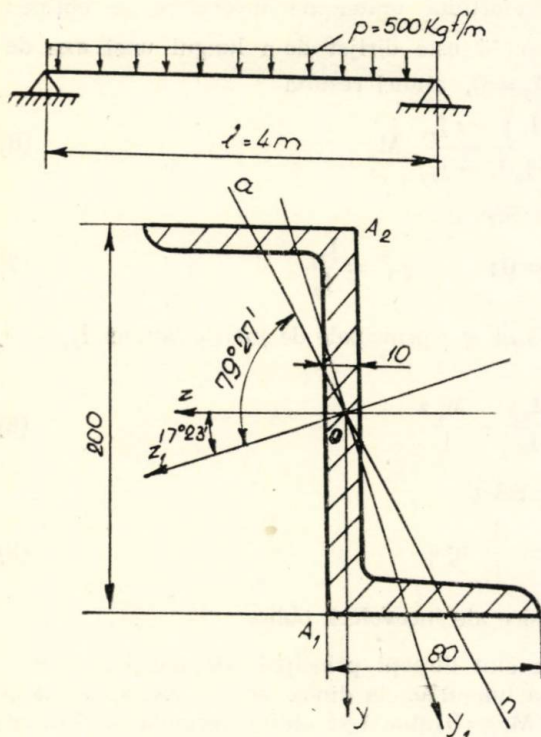


Fig. 2. Schema de încărcare și secțiunea grinzii luată drept exemplu de calcul.

Efortul unitar maxim este

$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left[\frac{\cos \alpha Y_{A_1}}{I_z} + \frac{\sin \alpha Z_{A_1}}{I_y} \right] = 1060 \text{ kgf/cm}^2$$

Aplicînd relația (6) se obține direct același rezultat

$$\sigma_{\max} = \frac{|I_y y - I_{zy} z|_{\max}}{I_z I_y - I_{zy}^2} M_{\max} = 1060 \text{ kgf/cm}^2$$

Se observă că aplicînd formula (6) asemenea probleme se rezolvă într-un timp cu peste 50% mai scurt.

II. Determinarea punctelor unde efortul unitar are valori maxime

Efortul unitar maxim apare în dreptul unor puncte de pe conturul secțiunii a cărei ecuație este

$$y_c = f(z_c)$$

Relația generală a efortului unitar de încovoiere este verificată de punctele de pe conturul secțiunii, deci

$$\sigma = \frac{I_y M_z + I_{zy} M_y}{I_y I_z - I_{zy}^2} y_c - \frac{M_y I_z + I_{zy} M_z}{I_y I_z - I_{zy}^2} z_c$$

Rezolvare :

Momentele de inerție pentru profilul Z-20 sînt :

$$\begin{aligned} I_z &= 2300 \text{ cm}^4 & I_y &= 357 \text{ cm}^4 \\ I_{zy} &= 674 \text{ cm}^4 & \operatorname{tg} \alpha &= 0,313 \\ \alpha &= 17^\circ 23' & I_{z_1} &= 2510 \text{ cm}^4 \\ I_{y_1} &= 147 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

Momentul de încovoiere maxim ia naștere în secțiunea de la mijlocul deschiderii și are valoarea

$$M_{\max} = \frac{pl^2}{8} = 1000 \text{ m kgf}$$

Inclinarea axei neutre este

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \frac{I_z}{I_y} = 5,35$$

$$\beta = 79^\circ 27'$$

Din figură rezultă că punctele periculoase sînt : A_1 și A_2 .

Coordonatele punctului A_1 față de sistemul $Z_1 O Y_1$ sînt

$$Y_{A_1} = 10 \cdot \cos 17^\circ 23' - 0,5 \sin 17^\circ 23' = 9,39 \text{ cm}$$

$$Z_{A_1} = 10 \sin 17^\circ 23' + 0,5 \cos 17^\circ 23' = 3,47 \text{ cm}$$

Pentru a determina punctele în care efortul unitar este extrem anulăm derivata funcției σ :

$$\frac{d\sigma}{dz_c} = \frac{1}{I_y I_z - I_{zy}^2} \left[(I_y M_z - I_{zy} M_y) \frac{dy_c}{dz_c} - (M_y I_z + I_{zy} M_z) \right] = 0$$

$$\frac{dy_c}{dz_c} = \frac{M_y I_z + I_{zy} M_z}{I_y M_z + I_{zy} M_y}$$

Pentru $M_y = M \sin \varphi$

$M_z = M \cos \varphi$

$$\frac{dy_c}{dz_c} = \frac{I_{zy} + I_z \operatorname{tg} \varphi}{I_y + I_{zy} \operatorname{tg} \varphi}$$

Aceasta este panta tangentei în punctele de pe conturul secțiunii pentru care efortul unitar σ are valori extreme. Comparînd această relație cu expresia axei neutre, se vede că tangenta în acele puncte este paralelă cu axa neutră. Deci efortul unitar are valori extreme în acele puncte de pe conturul secțiunii în care direcția tangentei este paralelă cu axa neutră.

Punctele de pe contur în care vom avea efort unitar maxim sînt date de condiția

$$\frac{d^2 \sigma}{dz_c^2} = \frac{I_y M_z + I_{zy} M_y}{I_y I_z - I_{zy}^2} \frac{d^2 y_c}{dz_c^2} < 0$$

La profilele sau secțiunile compuse care au colțuri, efortul unitar maxim va fi în acele colțuri prin care se poate duce o tangentă paralelă cu axa neutră.

III. Determinarea unghiului de înclinare a vectorului moment față de axa Z a sistemului de referință pentru care apare la încovoierea oblică efortul unitar maxim

Cum efortul unitar maxim apare în punctele secțiunii celei mai depărtate de axa neutră, aceste puncte vor fi pe conturul secțiunii. Considerăm că ecuația conturului secțiunii este o funcție continuă

$$y_c = f(z_c)$$

Efortul unitar pentru punctele de pe conturul secțiunii e dat de relația

$$\sigma = \frac{M_z I_z + I_{zy} M_y}{I_z I_y - I_{zy}^2} y_c - \frac{M_y I_z + I_{zy} M_z}{I_z I_y - I_{zy}^2} z_c$$

unde

$$M_z = M \cos \varphi \quad M_y = M \sin \varphi$$

Rezultă astfel :

$$\sigma = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [(I_y \cos \varphi + I_{zy} \sin \varphi) f(z_c) - (I_z \sin \varphi + I_{zy} \cos \varphi) z_c]$$

Atunci cînd momentul încovoietor dat variază ca direcție, efortul unitar maxim va lua naștere într-un punct de pe conturul secțiunii pentru un unghi φ dat de sistemul

$$\frac{\partial \sigma}{\partial \varphi} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [(-I_y \sin \varphi + I_{zy} \cos \varphi) f(z_c) - (I_z \cos \varphi - I_{zy} \sin \varphi) z_c] = 0$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial z_c} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [(I_y \cos \varphi + I_{zy} \sin \varphi) f'(z_c) - (I_z \sin \varphi + I_{zy} \cos \varphi)] = 0$$

De unde rezultă

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{I_z z - I_{zy} f(z)}{I_{zy} z - I_y f(z)} \quad (11)$$

După înlocuiri și unele transformări se obține :

$$[I_{zy} (I_z + I_y) z - (I_{zy}^2 + I_y^2) f(z)] f'(z_c) + I_{zy} (I_y + I_z) f(z_c) - (I_{zy}^2 + I_z^2) z = 0$$

înlocuind în această ecuație pe $f(z_c)$ și $f'(z_c)$ și rezolvînd ecuația se obțin valorile lui z pentru care efortul unitar σ are valori extreme și apoi cu expresia (11) valorile lui φ . Efortul unitar este maxim dacă :

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \varphi^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [(-I_y \cos \varphi - I_{zy} \sin \varphi) f(z_c) - z(-I_z \sin \varphi - I_{zy} \cos \varphi)] < 0,$$

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial z^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [(I_y \cos \varphi - I_{zy} \sin \varphi) f''(z)] < 0;$$

cu condiția

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \varphi^2} \frac{\partial^2 \sigma}{\partial z^2} - \left(\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \varphi \partial z} \right)^2 > 0$$

Dacă axele sistemului de referință sînt axe principale de inerție, ecuațiile, care dau valorile extreme, devin :

$$I_y^2 f(z) f'(z) + I_z^2 z = 0 \quad (12)$$

și

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-I_z z}{I_y f(z_c)} \quad (13)$$

Efortul unitar este maxim, dacă

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \varphi^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [I_z z \sin \varphi - I_y \cos \varphi f(z_c)] < 0;$$

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial z^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [I_y f''(z_c) \cos \varphi] < 0$$

cu condiția ca

$$\left(\frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} \right)^2 [(I_z I_y z f''(z_c) \sin \varphi \cos \varphi - I_y^2 f(z_c) f''(z_c) \cos^2 \varphi - I_z^2 \cos^2 \varphi - I_y^2 f^2(z_c) \sin^2 \varphi - 2 \sin \varphi \cos \varphi I_z I_y f'(z_c)] > 0$$

Ca aplicație se consideră cazul secțiunii eliptice raportată la axele ei principale de inerție. Ecuația conturului și derivatele acestuia în raport cu z sînt :

$$y = \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - z^2} \quad y' = -\frac{b}{a} \frac{z}{\sqrt{a^2 - z^2}} \quad y'' = -\frac{b}{\sqrt{(a^2 - z^2)^3}}$$

Înlocuind în ecuația (12), (13) rezultă :

$$z \left(I_z^2 - I_y^2 \frac{b^2}{a^2} \right) = 0 \quad \text{deci } z = 0 \quad \text{tg } \varphi = -\frac{I_z}{I_y} \frac{a}{b} \frac{z}{\sqrt{a^2 - z^2}} \quad \text{deci } \varphi = 0$$

Punctul pentru care efortul unitar are o valoare extremă este cel cu abs-
cisa $z = 0$ și pentru o înclinare
a momentului încovoietor $\varphi = 0$.
Punctul este de maxim deoarece

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \varphi^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} [-I_y b] < 0$$

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial z^2} = \frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} \left[-I_z \frac{b}{a^3} \right] > 0$$

cu condiția

$$\left(\frac{M}{I_z I_y - I_{zy}^2} \right)^2 \frac{\pi^2 b^4 a^2}{12 a^3} [a^2 - b^2] < 0$$

Deci condiția ca să avem ma-
xim este ca $a > b$.

Pentru cazul secțiunilor
cu colțuri, ca secțiunea dreptun-
ghiulară, secțiunile care se în-
cadrează într-un dreptunghi, (de
exemplu profilul I), efortul uni-
tar maxim apare într-un colț
deoarece întotdeauna un colț va
fi punctul de pe contur cel mai
depărtat de axa neutră.

Înclinarea axei neutre față de direcțiile principale de inerție este dată de
relația (9) :

$$\text{tg } \beta = \frac{I_z}{I_y} \text{tg } \varphi$$

Se observă, că la secțiunile care se încadrează într-un dreptunghi, colțul,
în care apare efortul unitar maxim, nu se schimbă cînd unghiul φ variază de la
0 la $\frac{\pi}{2}$, deoarece în acest caz $0 < \beta < \frac{\pi}{2}$. Deci același colț va avea distanța maximă
față de axa neutră cînd vectorul moment variază ca direcție de la $0 - \frac{\pi}{2}$.

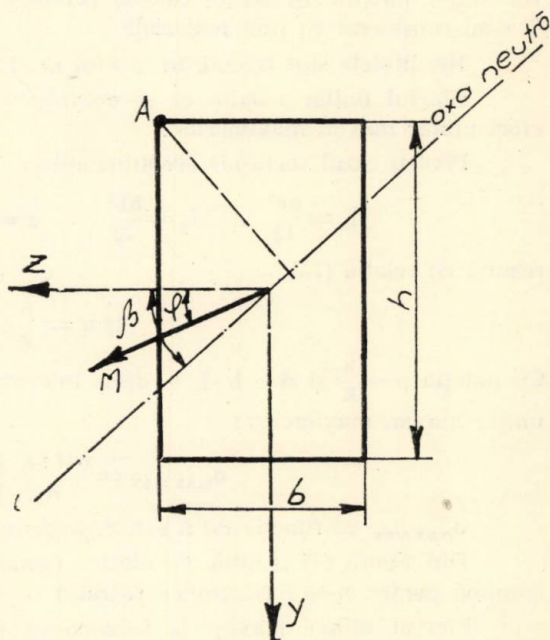


Fig. 3. Poziția axei neutre și a punctului de efort
maxim la o anumită orientare a vectorului moment
la o secțiune dreptunghiulară.

În aceste cazuri unghiul vectorului moment pentru care se dezvoltă cel mai mare efort unitar este dat de expresia (13) :

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{I_z z}{I_y y}$$

După înlocuiri în relația (8) se obține :

$$\sigma_{\max \max} = \frac{M}{I_z I_y} \sqrt{I_y^2 y^2 + I_z^2 z^2} \quad (14)$$

Pentru profilele standardizate s-a calculat unghiul φ de înclinare a vectorului moment față de axa z , pentru care la încovoierea oblică se dezvoltă efortul unitar maxim. În aceste calcule profilele cornier cu aripi egale, neegale și T s-au considerat ca linii materiale.

Rezultatele sînt trecute în tabelul nr. 1.

Efortul unitar maxim ce se dezvoltă pentru acest unghi poate fi numit efort unitar maxim maximorum.

Pentru cazul secțiunii dreptunghiulare de arie dată cu :

$$I_z = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{hb^3}{12} \quad z = -\frac{b}{2} \quad y = \frac{h}{2}$$

rezultă cu relația (13)

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{h}{b}$$

Cu notația $n = \frac{h}{b}$ și $A = b \cdot h$ și după înlocuirea în relația (14) se obține efortul unitar maxim maximorum

$$\sigma_{\max \max} = \frac{6M\sqrt{A}}{A} \cdot \sqrt{\frac{1+n^2}{n^2}}$$

$\sigma_{\max \max}$ ca funcție de n este reprezentată în fig. (4).

Din figura (4) rezultă, că efortul unitar maxim maximorum are valoarea minimă pentru $n = 1$ (secțiunea pătrată).

Efortul unitar maxim la încovoierea oblică pentru cazul unei secțiuni dreptunghiulare este dat de relația

$$\sigma = \frac{6M}{bh} \left(\frac{\cos \varphi}{h} + \frac{\sin \varphi}{b} \right)$$

cu notația $n = \frac{h}{b}$ se obține :

$$\sigma = \frac{6M}{nb^3} \left(\frac{\cos \varphi}{n} + \sin \varphi \right)$$

Pentru diverse valori ale lui n se obțin curbele din fig. (5).

Din curbele trasate rezultă că efortul unitar maxim la

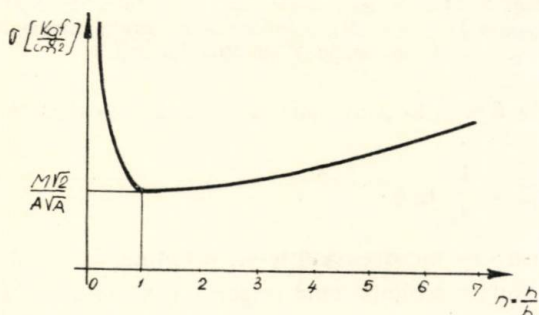
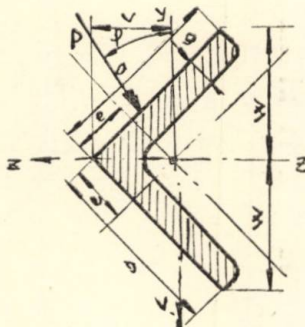
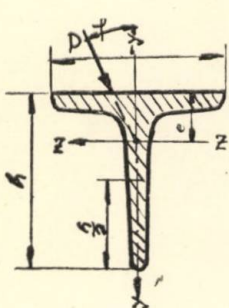
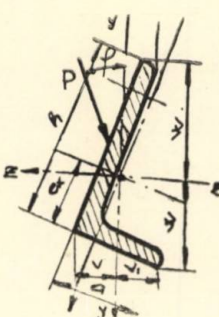
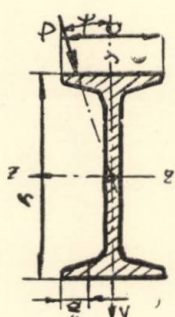
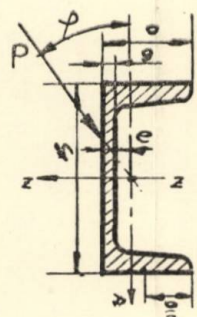
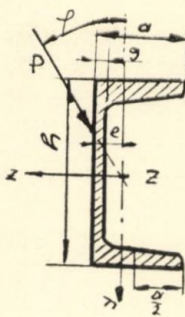


Fig. 4. Curba efortului unitar maxim maximorum pentru o secțiune dreptunghiulară, de arie dată, funcție de raportul $n = \frac{h}{b}$

Valorile unghiului φ de înclinare a vectorului moment încovoiător față de axa z, pentru care efortul unitar este maxim la încovoierea oblică a grinzilor a cărei secțiune este un profil standardizat.

													
Denumirea profilului	— φ	Denumirea profilului	— φ	Denumirea profilului	φ	Denumirea profilului	— φ	Denumirea profilului	φ	Denumirea profilului	φ	Denumirea profilului	φ
20 × 20 × 3	58°42'26"	80 × 80 × 8	59°14'17"	2 ₁	73°01'30"	40 × 60 × 5	56°43'42"	8	81°15'12"	6 ¹ / ₂	73°58'12"	70 × 80	56°24'54"
20 × 20 × 4	55°48'35"	80 × 80 × 10	57°51'54"	2 ²	73°54'08"	40 × 60 × 6	57°08'18"	10	81°53'36"	8	76°28'59"	91,5 × 26,5	83°24'51"
25 × 25 × 3	59°32'05"	90 × 90 × 9	59°09'45"	3	74°60'37"	40 × 60 × 7	57°30'18"	12	82°15'54"	10	78°20'58"	105 × 65	76°23'09"
25 × 25 × 4	57°18'18"	90 × 90 × 11	57°51'54"	4	74°43'06"	50 × 65 × 7	57°11'18"	14	82°34'20"	12	79°39'30"	145 × 60	81°35'52"
30 × 30 × 4	57°12'18"	100 × 100 × 10	58°54'17"	5	74°24'53"	50 × 65 × 9	57°28'18"	16	82°47'51"	14	80°17'46"	200 × 100	81°05'12"
35 × 35 × 4	58°18'49"	100 × 100 × 12	57°53'54"			65 × 80 × 6	57°32'18"	18	82°59'03"	16	81°00'06"	235 × 90	82°06'31"
40 × 40 × 4	59°09'45"	100 × 100 × 14	56°44'42"			65 × 80 × 8	57°51'54"	20	83°04'22"	18	81°29'09"	300 × 78	82°29'07"
40 × 40 × 5	58°26'18"	120 × 120 × 11	59°28'34"			65 × 80 × 10	58°19'48"	22	83°13'34"	20	81°57'35"	300 × 100	82°45'18"
45 × 45 × 5	58°39'28"	120 × 120 × 13	58°39'28"			75 × 100 × 7	56°24'54"	24	83°16'45"	22	82°10'05"		
50 × 50 × 5	59°36'28"	130 × 130 × 12	59°25'00"			75 × 100 × 9	56°57'06"	26	83°24'32"	24	82°29'05"		
50 × 50 × 6	58°37'39"	130 × 130 × 14	58°32'50"			75 × 100 × 11	57°18'18"	28	83°34'06"	26	82°39'36"		
50 × 50 × 7	57°06'07"	130 × 130 × 16	57°43'06"			80 × 120 × 8	56°13'18"	30	83°41'25"	30	82°47'07"		
60 × 60 × 2	59°03'17"	150 × 150 × 14	59°22'17"			80 × 120 × 10	56°34'17"	32	83°49'25"				
60 × 60 × 8	57°20'18"	150 × 150 × 16	58°43'11"			80 × 120 × 12	57°12'18"	36	84°00'20"				
60 × 60 × 10	55°13'20"					100 × 150 × 10	55°55'07"	40	84°08'36"				
70 × 70 × 7	58°54'17"					100 × 150 × 12	57°38'30"						
70 × 70 × 9	57°21'18"					100 × 150 × 14	56°48'55"						

încovoierea oblică pentru cazul secțiunii dreptunghiulare are următoarele caracteristici :

a) Efortul unitar maxim are valoarea minimă la încovoierea în raport cu planul de rigiditate maximă.

b) Efortul unitar maxim maximorum se dezvoltă la încovoierea în raport cu un plan care face un anumit unghi cu axa z nu în raport cu planul de rigiditate minimă.

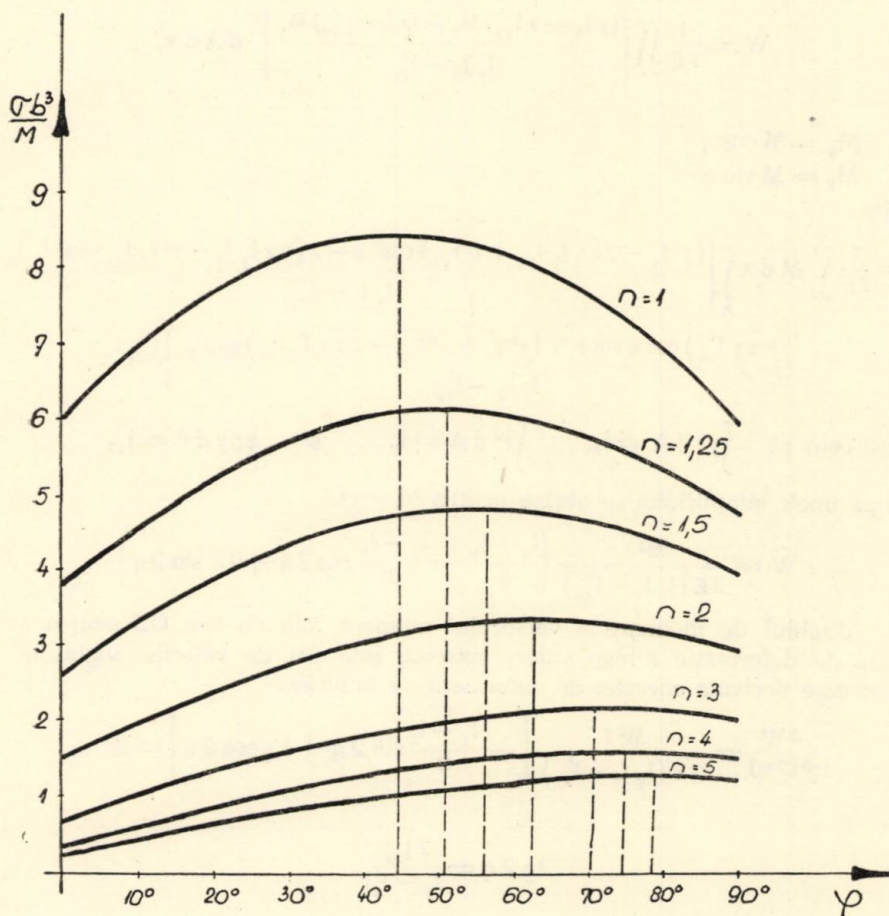


Fig. 5. Curbele efortului unitar maxim la o secțiune dreptunghiulară funcție de unghiul φ de înclinare a vectorului moment, pentru diferite rapoarte $n = \frac{h}{b}$

Pentru cazul $n = 1,5$ din (fig. 5) rezultă, că acest unghi este $56^{\circ}19'$. Efortul unitar maxim maximorum în acest caz este cu 21% mai mare decât efortul unitar maxim la încovoierea în raport cu planul de rigiditate minimă.

IV. Energia potențială de deformare la încovoierea oblică

Se consideră o bară dreaptă de secțiune constantă supusă la un moment încovoiător M oarecare.

Expresia energiei de deformare are forma

$$W = \frac{1}{2E} \int \sigma^2 dV$$

Înlocuind expresia generală a efortului unitar la încovoiere oblică se obține :

$$W = \frac{1}{2E} \iint \left[\frac{(y I_y - z I_{yz}) M_z - (z I_z - y I_{yz}) M_y}{I_y I_z - I_{zy}^2} \right]^2 \cdot dA dx$$

cu

$$M_z = M \cos \varphi$$

$$M_y = M \sin \varphi$$

rezultă

$$W = \frac{1}{2E} \int_0^l M dx \int_A \left[\frac{(y^2 I_y - 2zy I_y I_{yz} + z^2 I_{yz}^2) \cos^2 \varphi - 2(yz I_y I_z - y^2 I_y I_{zy} - z^2 I_y I_z + \right. \\ \left. + zy I_{zy}^2) \cos \varphi \sin \varphi + (z^2 I_z^2 + y^2 I_{zy} - 2zy I_y I_{yz}) \sin^2 \varphi}{I_y I_z - I_{zy}^2} \right] dA$$

$$\text{Ținând cont că } \int y^2 dA = I_z \quad \int z^2 dA = I_y \quad \text{și} \quad \int zy dA = I_{yz}$$

și după unele simplificări se obține pentru $M = ct$,

$$W = \frac{M^2 l}{2E(I_y I_z - I_{zy}^2)} \left(\frac{I_z + I_y}{2} + \frac{I_y - I_z}{2} \cos 2\varphi + I_{zy} \sin 2\varphi \right)$$

Unghiul de înclinare a vectorului moment față de axa OZ pentru care energia de deformare atinge valori extreme este dat de valorile unghiului φ pentru care derivata energiei de deformare se anulează

$$\frac{\partial W}{\partial (2\varphi)} = \frac{M^2 l}{2E(I_y I_z - I_{zy}^2)} \left[-\frac{I_y - I_z}{2} \sin 2\varphi + I_{zy} \cos 2\varphi \right] = 0$$

de unde

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2 I_{zy}}{I_y - I_z}$$

adică

$$\varphi_1 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2 I_{zy}}{I_y - I_z} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{\pi}{2}$$

în care φ_1 este cea mai mică rădăcină a ecuației (15). Există deci două axe față de care energia de deformare la încovoiere oblică are valori extreme. Aceste axe sînt totdeauna perpendiculare între ele și după cum se vede acestea sînt tocmai axele principale de inerție.

Concluzii

1. În lucrare se analizează o serie de cazuri de extrem la încovoierea oblică.

2. Se arată că efortul unitar maxim la încovoierea oblică se calculează mai repede cu ajutorul formulei (6) decât cu relația clasică a încovoierii oblice, la rezolvarea problemelor în care secțiunea barei nu are axe de simetrie.

3. Se arată că la secțiunile care au colțuri efortul unitar maxim are valoarea minimă la încovoierea în raport cu planul de rigiditate maximă.

4. Efortul unitar maxim maximorum se dezvoltă în raport cu un plan care face un anumit unghi cu axa z , nu în raport cu planul de rigiditate minimă.

5. Se demonstrează, că energia de deformare are valori extreme la încovoierea în raport cu axele principale de inerție.

Résumé

L'ouvrage présente quelques précisions et aspects qui interviennent à l'application de la formule générale de l'effort unitaire à la flexion oblique.

On y établit l'angle d'inclinaison du vecteur moment par rapport aux axes du système de référence pour lequel apparaît à la flexion oblique l'effort unitaire maximum et l'énergie de déformation maximum.

De même on présente les avantages de l'emploi de la formule générale de l'effort unitaire à la flexion oblique dans le cas des sections qui ont des coins.

Summary

The present paper contains some specifications and aspects to be taken into account when applying the general formula of unit stress in case of oblique bending.

The angle of inclination of the moment vector is given relative to the axis of the system of reference for which the maximum unit stress and the energy of maximum deformation in oblique bending occurs.

The paper also points out the advantages of using the general formula of the unit stress in oblique bending in case of angles.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden einige nähere Erklärungen und Aspekte dargestellt die bei der Anwendung der allgemeinen Formel der Festigkeit bei schiefer Biegung auftreten.

Man bestimmt den Neigungswinkel des Biegemomentvektors bezüglich der Richtungen des Beziehungssystems, für den bei schiefer Biegung Höchstfestigkeit und kleinste Verformungsenergie auftreten.

Die Anwendung der allgemeinen Formel der Festigkeit bei schiefer Biegung ist vorteilhafter im Falle der Eckquerschnitte.

Резюме

В настоящей работе представляются некоторые уточнения и аспекты, происходящие при применении общей формулы удельного напряжения при наклонном изгибе.

Определяется угол наклона вектора, для которого при наклонном изгибе появляются: удельное напряжение и максимальная энергия деформации.

В работе показаны также преимущества использования общей формулы удельного напряжения при наклонном изгибе в случае сечений без осей симметрии.

Bibliografie

1. GH. BUZDUGAN: *Rezistența materialelor vol. I* Ed. tehnică 1965.
 2. CHARLES MASSONET: *Résistance des Matériaux*. Science & Lettres Liège 1962.
-

CRITERII PENTRU PROIECTAREA TRANSMISIILOR CARDANICE SINCRONE

Şef lucr. Ing. Fl. DUDIŢA

Problema cinematică fundamentală în proiectarea transmisiilor cardanice este realizarea mişcării sincrone a elementelor extremale (conducător şi condus). Nerezolvarea acestei probleme are ca urmări directe apariţia vibraţiilor torsionale şi laterale, a şocurilor şi zgomotelor. Importanţa proiectării raţionale a transmisiilor cardanice sincrone (homocinetice) este justificată şi de domeniul larg de utilizare a acestor transmisii : automobile, locomotive diesel, nave maritime, maşini agricole, maşini-unelte, laminoare, maşini de ridicat, utilaj petrolifer, maşini textile poligrafice, standuri de încercare etc. [3].

Obiectivul acestei lucrări este prezentarea unor criterii necesare în alegerea soluţiei optime din mulţimea schemelor transmisiilor cardanice sincrone posibile.

1. Exemple de transmisii cardanice sincrone

Considerînd cazul general al transmisiilor policardanice legea de transmitere şi mulţimea schemelor cinematice sincrone au fost stabilite în [1], [2], [3].

În fig. 1 a, b, sînt reprezentate schemele celor două variante deplanate ale transmisiei bicardanice sincrone iar în fig 1 a', b', corespondentele lor nedeplanate (coplanare).

În fig. 2 a, b, c, sînt reprezentate schemele celor trei variante deplanate ale transmisiei tricardanice sincrone iar în fig. 2, a', b', c', corespondentele lor nedeplanate.

În fig. 3 sînt reprezentate schemele celor 7 variante nedeplanate ale transmisiei tetracardanice sincrone.

În cazul transmisiilor cardanice sincrone nedeplanate, dacă se ţine seama de semnul înclinărilor între arborii cardanici, există diferite variante care realizează diferite unghiuri între arborii extremali [3]. În fig. 4 sînt reprezentate schemele distincte posibile obţinute plecînd de la varianta prezentată în fig. 2 c'.

2. Criterii pentru alegerea schemelor optime

Alegerea schemelor transmisiilor cardanice sincrone din mulțimea celor posibile, se face ținând seama de o serie de criterii care asigură optimizarea unor anumiți parametri (gabarit, randament, forțe de inerție, reacțiuni minime în paliere etc.).

2.1. *Unghiul între arborii extremali.* În cazul cînd este necesară transmiterea mișcării de rotație sincrone la distanță, sub unghiuri mari între arborii extremali, din mulțimea schemelor posibile se aleg acelea în care așezarea arborilor cardanici amintește de poligoane convexe (fig. 4 a), deoarece în astfel de scheme unghiul format de arborii extremali este egal cu suma unghiurilor articulațiilor. În cazurile în care unghiurile arborilor extremali sînt mici, se pot alege și scheme în care așezarea arborilor cardanici amintește de poligoanele concave (fig. 4, b, c, d).

2.2. *Montaj optim.* În proiectare, din mulțimea schemelor cinematice sincrone, va trebui aleasă acea schemă a cărei configurație geometrică asigură un montaj optim. Ca exemplificare, în fig. 5 este arătată utilizarea schemei din fig. 4 b la autocamioane, în vederea realizării razei minime de trecere ($R_{\min}$) iar în fig. 6 este arătată utilizarea schemei din fig. 4, a la autoturismul Buick în vederea coborîrii tunelului transmisiei cardanice pentru mărirea spațiului interior.

2.3. *Unghiuri minime în articulațiile cardanice.* Deoarece forțele de inerție, reacțiunile în cuple cresc iar randamentul scade cu creșterea unghiurilor articulațiilor [3], o condiție imperioasă în proiectarea transmisiilor cardanice sincrone este realizarea unghiurilor α minime.

În fig. 7 sînt arătate trei variante ale aceleiași scheme a transmisiei tricardanice sincrone care asigură unghiul de 90° între arborii extremali. Varianta optimă este cea din fig. 7, c deoarece realizează valoarea cea mai mică a unghiului α_3 chiar dacă celelalte două unghiuri se măresc; în acest mod se folosește optim capacitatea funcțională a tuturor articulațiilor componente.

2.4. *Limitarea dimensiunilor arborilor cardanici.* Grosimea minimă a arborelui cardanic este impusă de condiția realizării gabaritului minim. Lungimea arborelui cardanic este limitată de condiția evitării turației critice la încovoiere [3]. În fig. 8 sînt arătate trei scheme de transmisii cardanice sincrone care realizează unghiul între furcile extremale de 90° și distanța între articulațiile extremale L . Soluția transmisiei bicardanice sincrone (fig. 8 a) nu este acceptabilă atît din cauza unghiurilor prea mari cît și din cauza scăderii turației critice la încovoiere datorită lungimii mari a arborelui intermediar. În fig 8 b este arătată transmisia tricardanică sincronă care realizează, în mod optim, utilizarea capacității de încărcare a tuturor articulațiilor, înlătură pericolul apariției turației critice și se îmbunătățește randamentul global. Atunci cînd, în condițiile date, se impune realizarea unui randament mare, se recurge la transmisia tetracardanică din fig. 8 c.

2.5. *Eliminarea momentelor încovoietoare în arborii intermediari.* Se știe că în furcile articulației cardanice, în timpul transmiterii momentului de răs-

cire apar momente încovoietoare [1], [3]. Asupra arborelui intermediar acționează suma vectorială a momentelor încovoietoare din furcile de la capete.

În transmisia bicardanică sincronă, varianta M, momentul de încovoiere din arborele intermediar este maxim (fig. 9 a). În varianta Z a aceleiași transmisii acest moment este nul (fig. 9 b). În transmisia policardanică sincronă se va reuși eliminarea momentelor încovoietoare din arborii intermediari dacă schema cinematică se va putea concepe ca fiind formată din transmisii bicardanice sincrone varianta Z. Astfel, în fig. 10 a, b, sînt arătate scheme ale transmisiei tricardanice sincrone, iar în fig. 10 c, d scheme ale transmisiei tetracardanice sincrone în care arborii intermediari nerezemați sînt descărcați de momentul încovoielor. Schema ideală este cea din fig. 10 c în care toți arborii intermediari sînt descărcați de moment încovoielor.

Deoarece în general este foarte greu să se găsească schema transmisiei policardanice sincrone care să satisfacă integral tuturor condițiilor enumerate, evident, în condiții reale date, soluțiile adoptate sînt soluții de compromis.

Summary

On base of some previous papers of the author, considering the multitude of distinct kinematic schemes of the synchronous (homokinetic) cardan joint transmissions, there are presented some criterions which are important in the designing and for selecting the optimal solutions.

Zusammenfassung

Auf Grund einiger vorhergehenden Arbeiten des Autors, werden einige wichtige Kriterien zur Wahl der günstigsten Lösungen für die Vielzahl der Kinematischen schemen der synkronen kardangetriebe gegeben.

Резюме

Анализируются некоторые критерий для правильного выбора синхронных схем поликарданных механизмов из множества возможных таких схем.

Bibliografie

1. DUDIȚA, FL.: *Policardannîe peredaci*. In: *Revue de Mecanique Appliquée*. Nr. 6, 1962.
2. DUDIȚA, FL.: *Transmissions homocinetiques à la cardan*. In: *Rev. Roum. de Sciences Techniques — MECANIQUE APPLIQUEE*, Nr. 1, 1966.
3. DUDIȚA, FL.: *Transmisii cardanice*. Edit. tehnică, București, 1966.

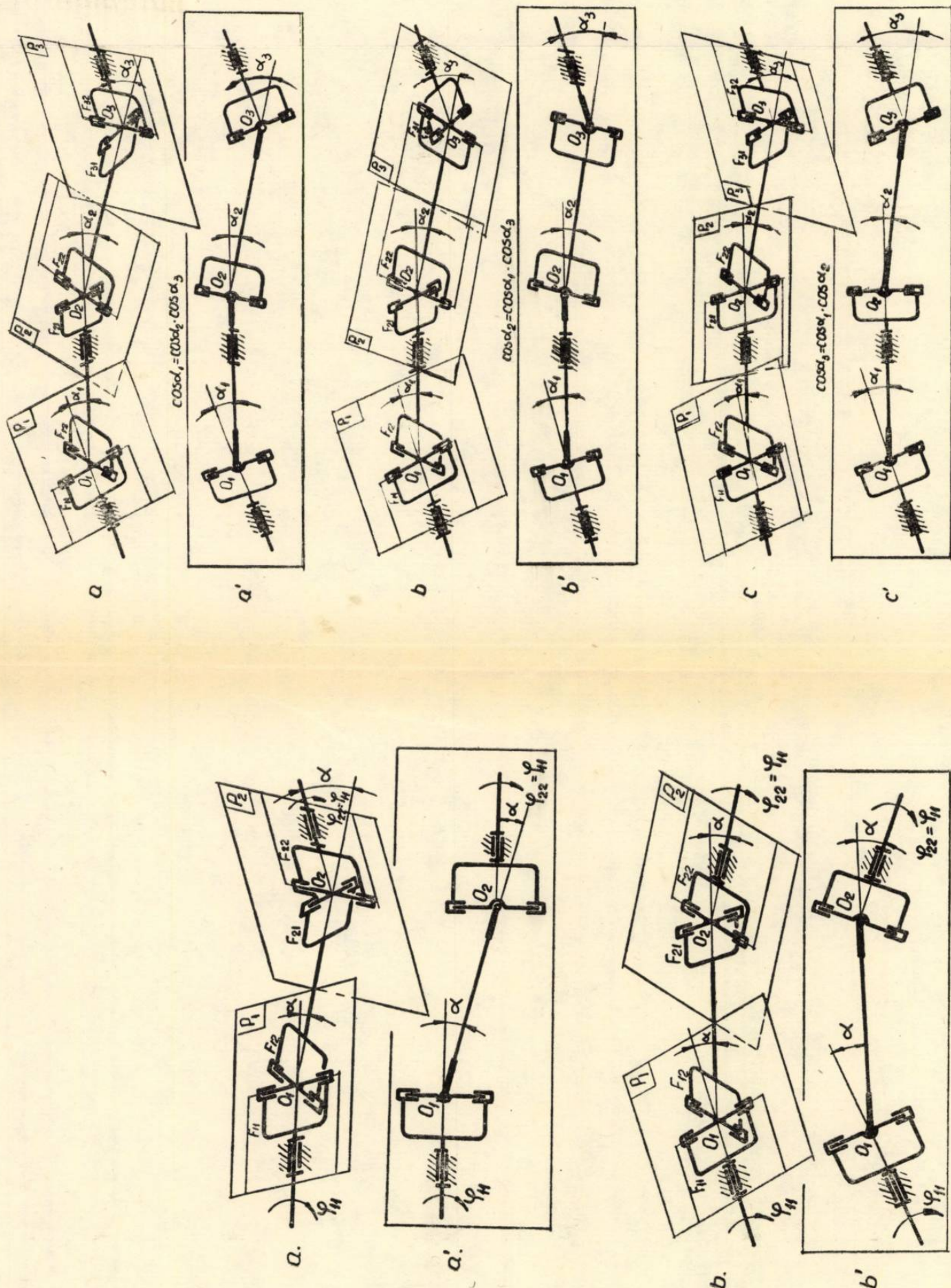


Fig. 1

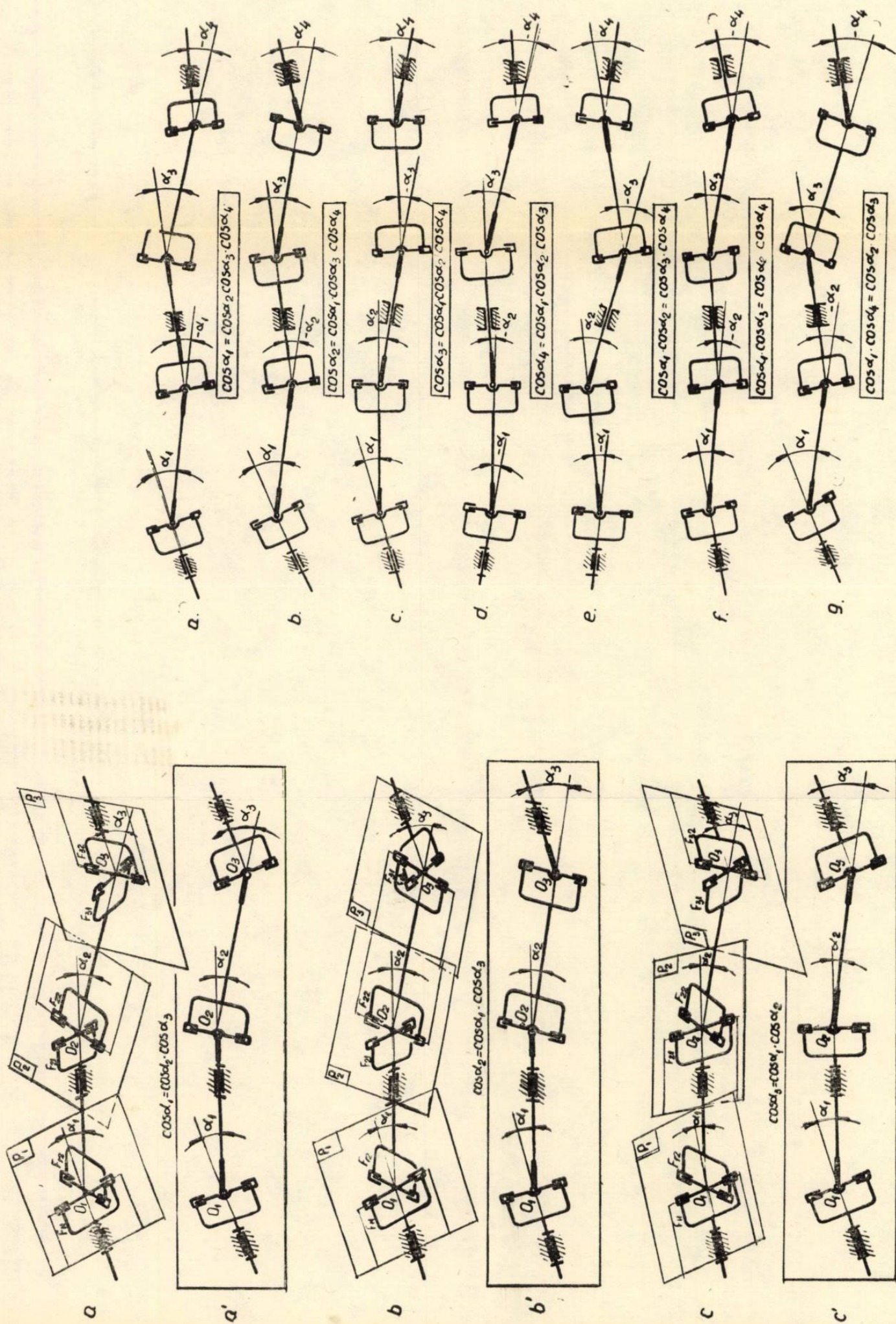


Fig. 2

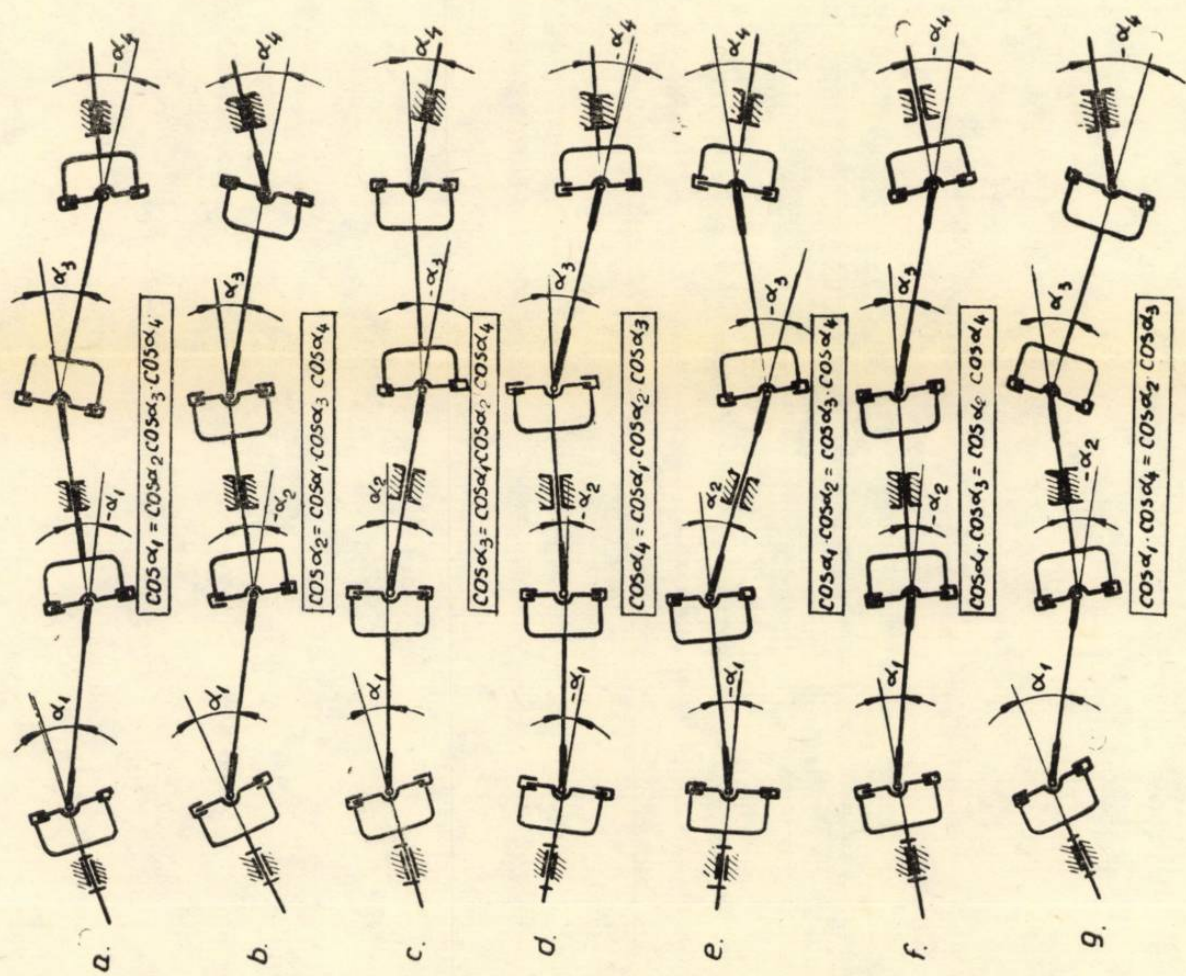


Fig. 3

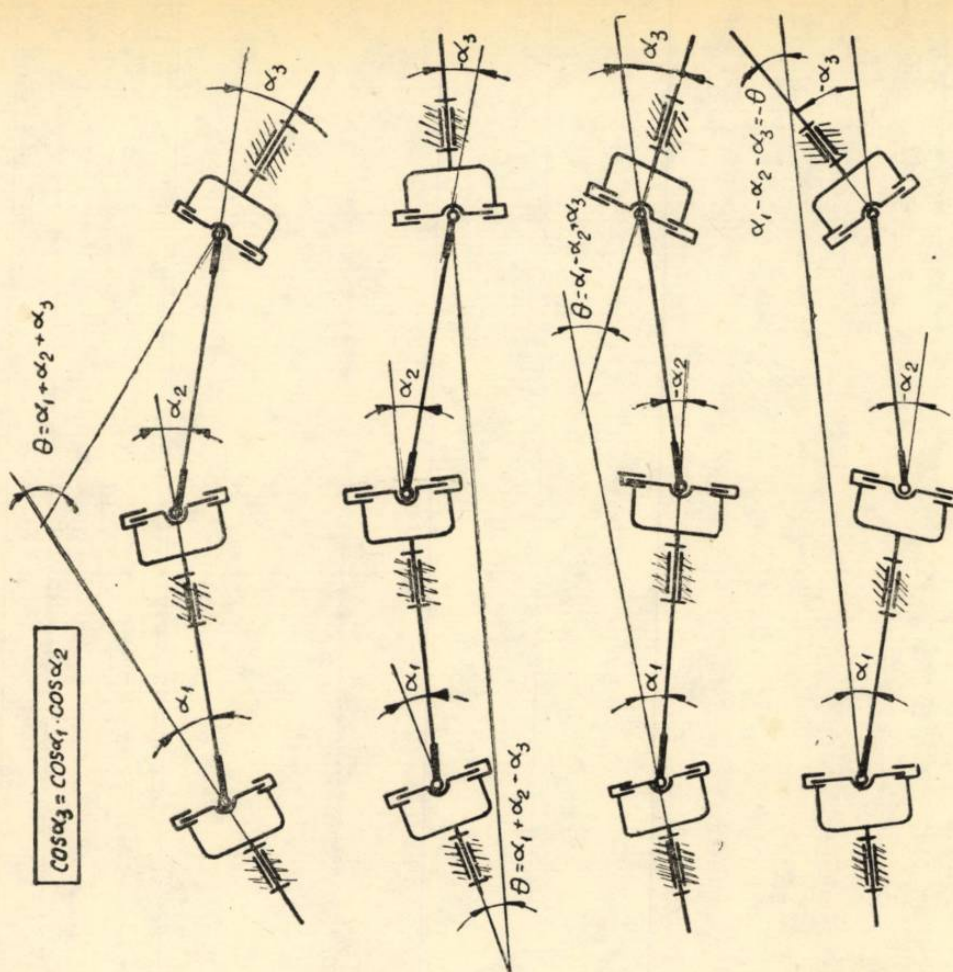


Fig. 4

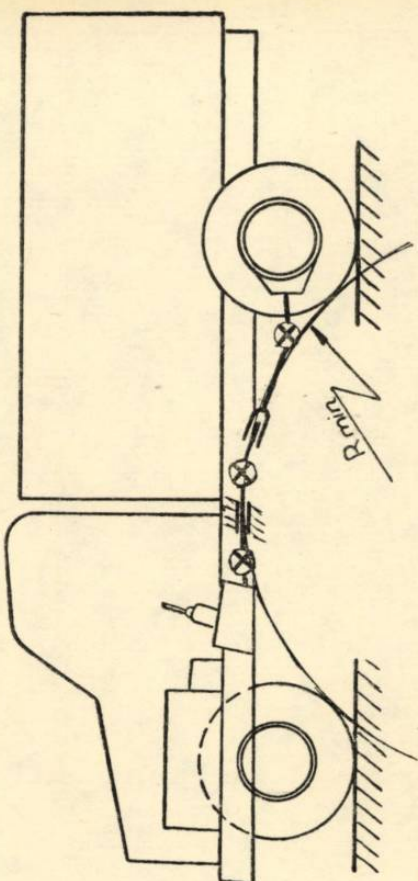


Fig. 5

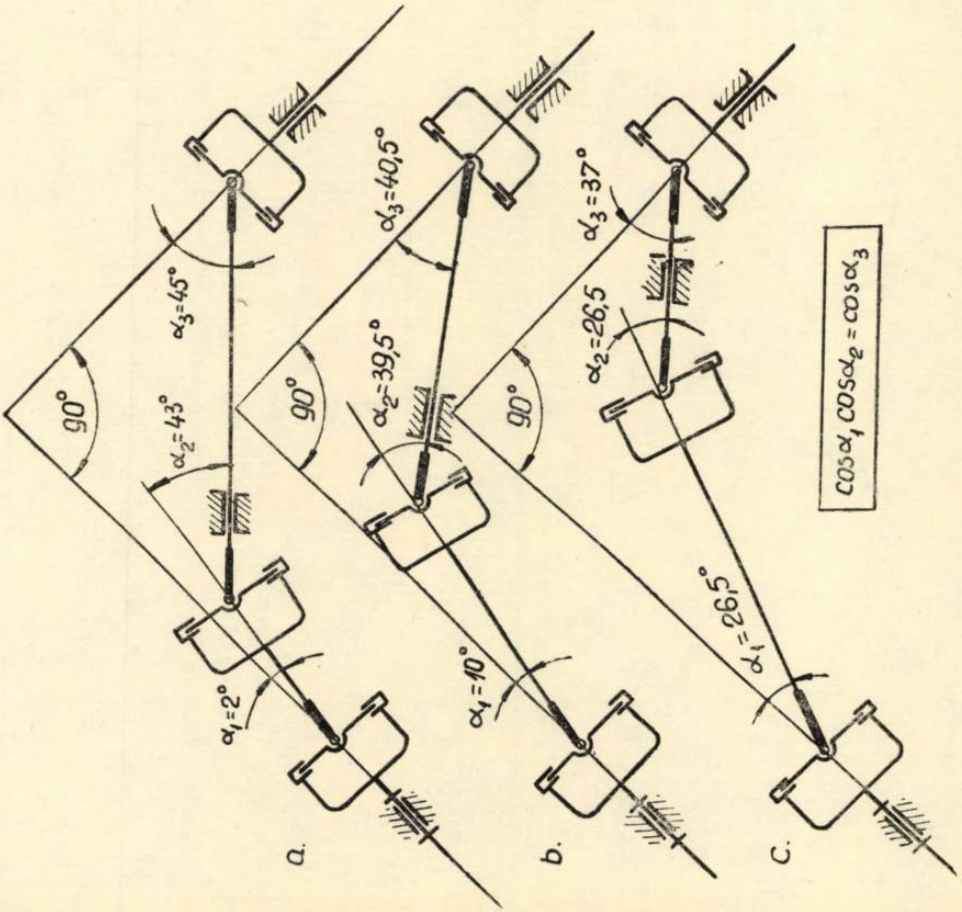


Fig. 7

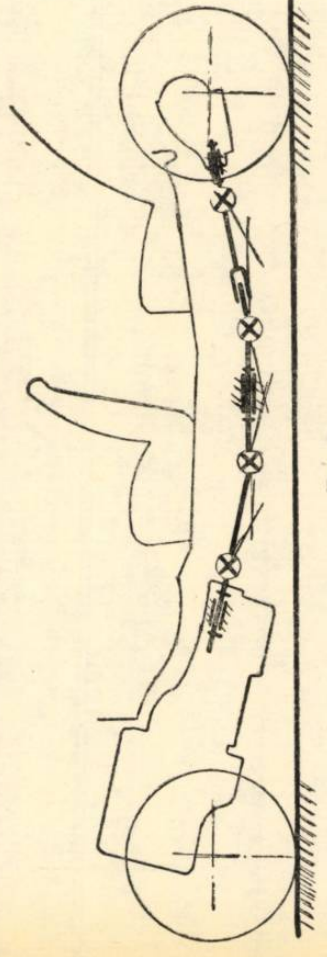


Fig. 6

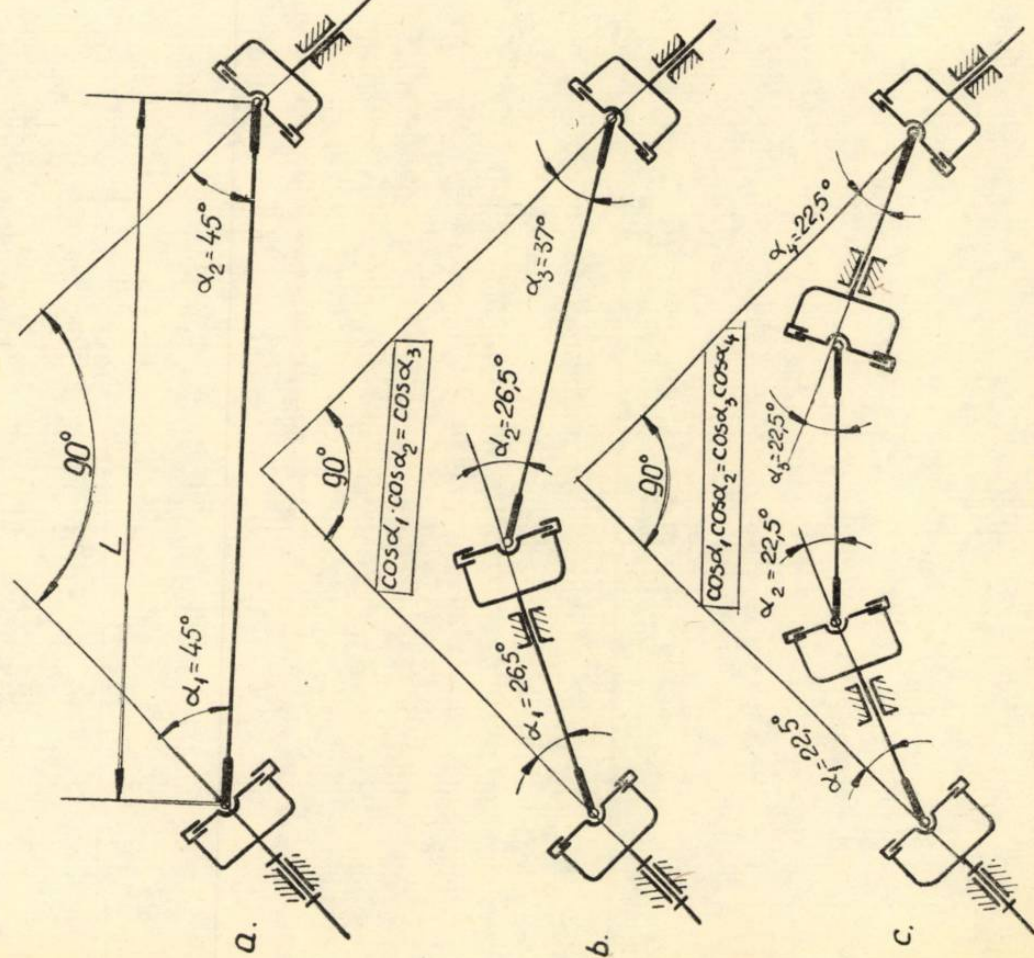


Fig. 8

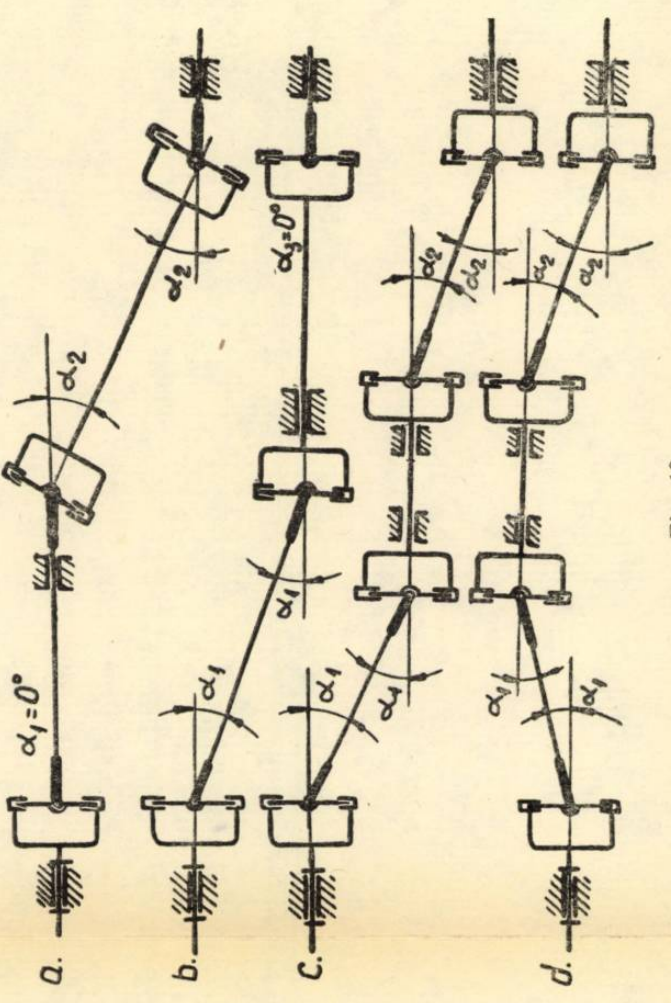


Fig. 10

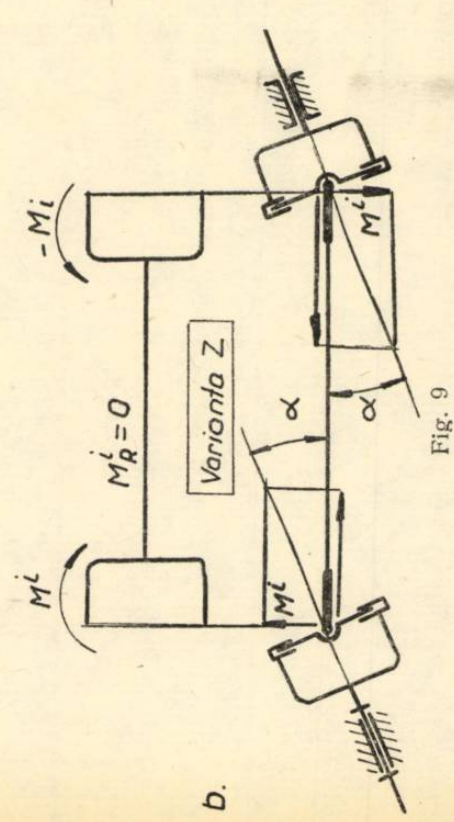
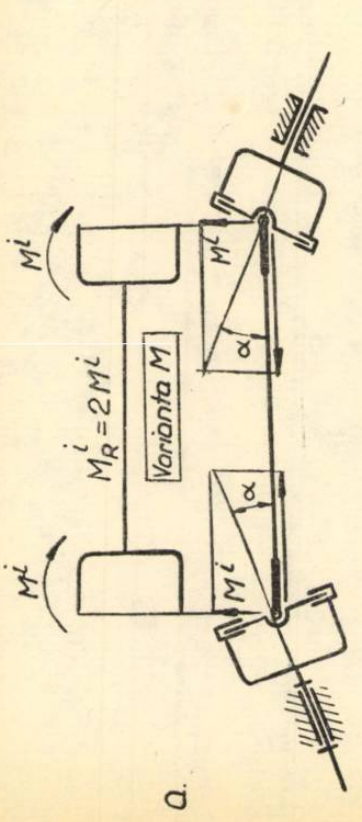
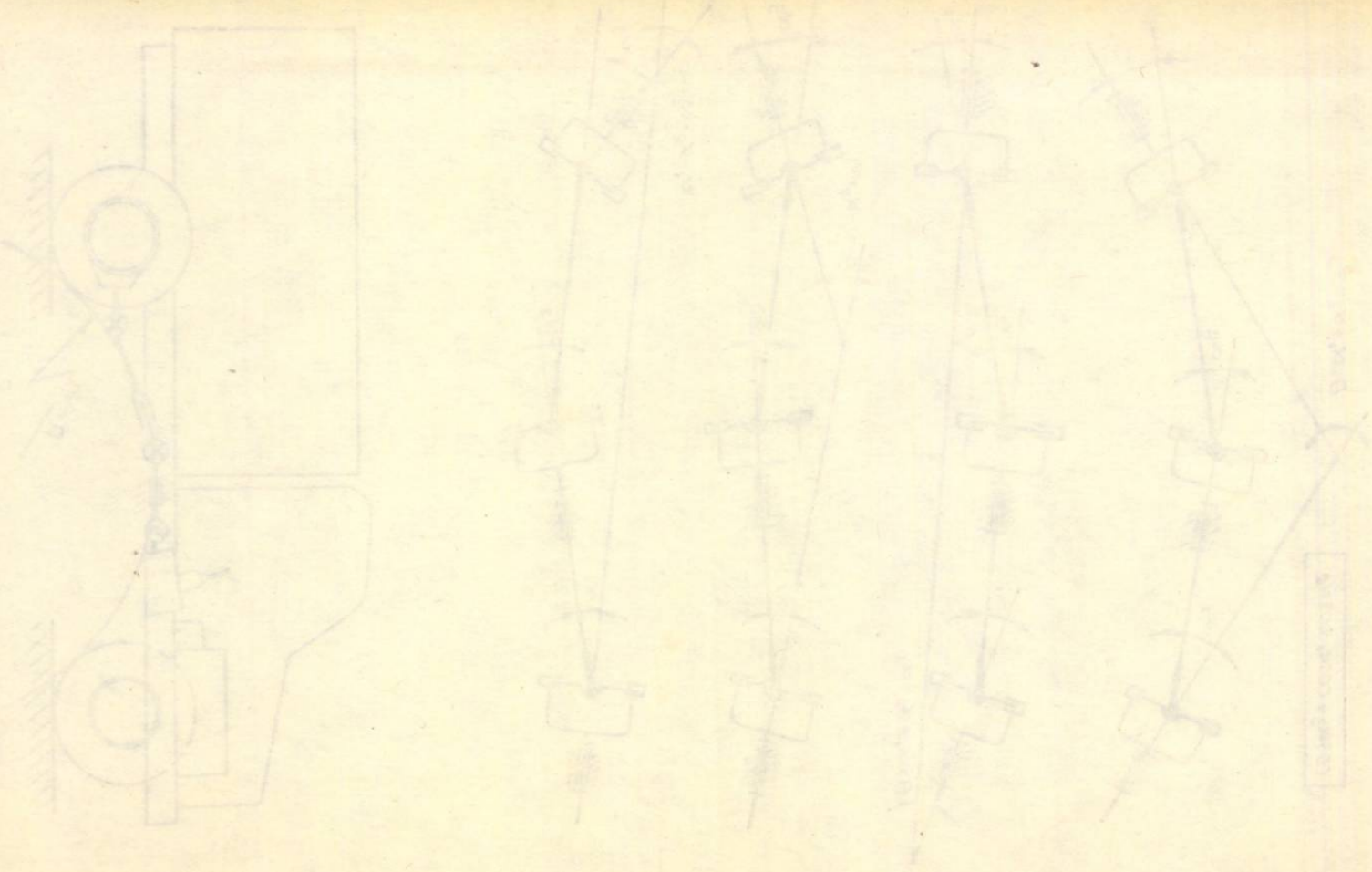
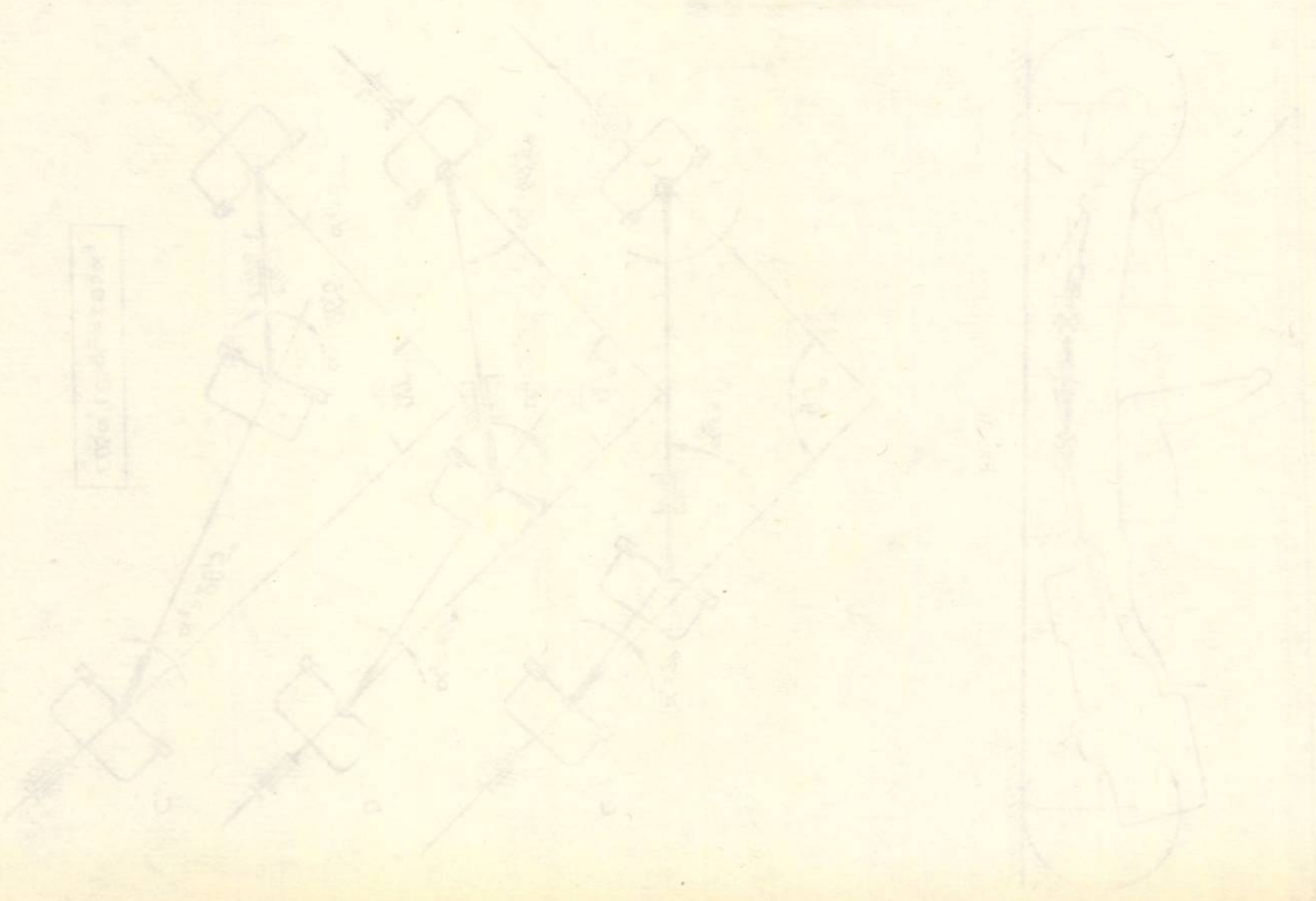
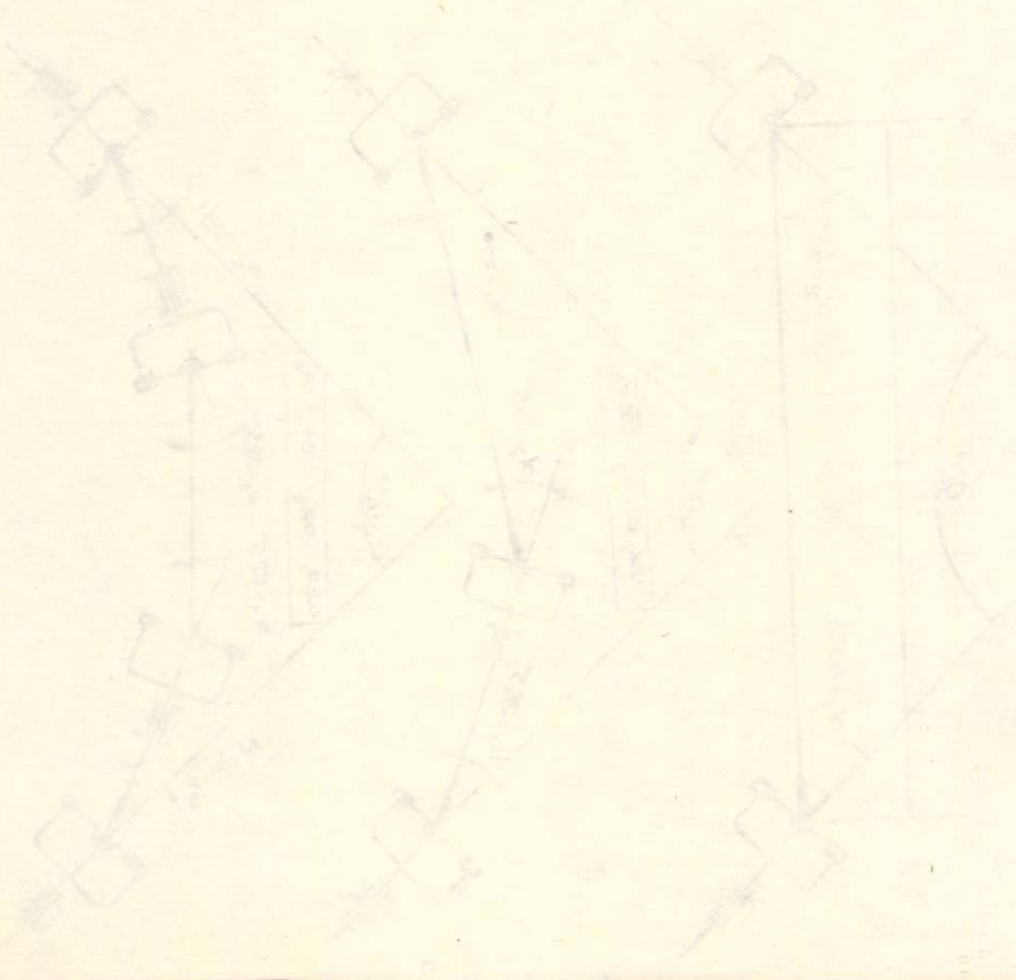


Fig. 9





BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. VIII — 1966

Termotehnică, construcția de automobile-tractoare



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. VIII — 1966

**Heat engineering, Construction of motors-cars
and tractors**



BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mécanique

Tome VIII — 1966

Thermotehnique, Construction d'automobiles-tracteurs



MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band VIII — 1966

Wärmetechnik, Kraftwagen und Traktorenbau



ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том VIII — 1966

**Теплотехника, конструкция автомобилей и
тракторов**

CERCETĂRI PRIVIND SUPRAALIMENTAREA ACUSTICĂ A MOTOARELOR CU PISTON

Prof. dr. ing. V. HOFFMANN

Conf. dr. ing. N. VEȘTEMEANU

Asistent ing. M. EPUREANU

Calitățile dinamice și economice ale motoarelor cu piston depind în mare măsură de cantitatea aerului aspirat în cilindru. Cantitatea aerului aspirat determină cantitatea de combustibil care poate arde în cilindru în condiții corespunzătoare și prin aceasta limitează puterea motorului. Menținerea unui grad de umplere ridicat devine o problemă importantă odată cu creșterea turației motoarelor. Pentru rezolvarea acestei probleme s-au efectuat pînă în prezent numeroase cercetări atît teoretice cît și experimentale.

Lăsînd la o parte căile de supraalimentare a motoarelor prin folosirea în acest scop a unor turbocompresoare speciale ; îmbunătățirea umplerii cilindrului cu amestec proaspăt se realizează în prezent doar prin reducere la minimum posibil a pierderilor de presiune datorite rezistențelor aerodinamice ale sistemului de admisie. În acest sens s-a urmărit în mod deosebit reducerea pierderilor de presiune care apar la curgerea gazelor prin filtrele de aer, prin colectoarele de admisie și pe lîngă supapele de admisie.

Caracterul nestaționar al curgerii gazelor prin sistemul de admisie dă naștere la oscilații ale presiunii gazelor în jurul valorii sale medii, determinate de pierderile aerodinamice. Închiderea supapei de admisie în momentul în care presiunea din sistemul de admisie este maximă contribuie la o umplere mai bună a cilindrului [1].

Fenomenul de rezonanță a fost folosit cu succes la supraalimentarea unor motoare stabile, încercările de îmbunătățire pe această cale a motoarelor polielindrice nu a dat însă rezultatele scontate. Cauza insuccesului după părerea noastră se datorește faptului că în calculul regimului de rezonanță sistemul de admisie s-a considerat format doar din colectorul de admisie neglijînd prin aceasta influența pe care filtrul de aer ar putea să o aibă asupra oscilațiilor de presiune. Cum la majoritatea motoarelor filtrul de aer are un volum apreciabil neglijarea în calcul a influenței filtrului duce la o reprezentare eronată a fenomenelor [2].

În cele ce urmează se va urmări stabilirea influenței filtrului de aer asupra oscilațiilor de presiune și stabilirea pe baza ei a unui criteriu de alegere a volumului filtrului.

Sistemul de alimentare se va considera format din următoarele elemente :

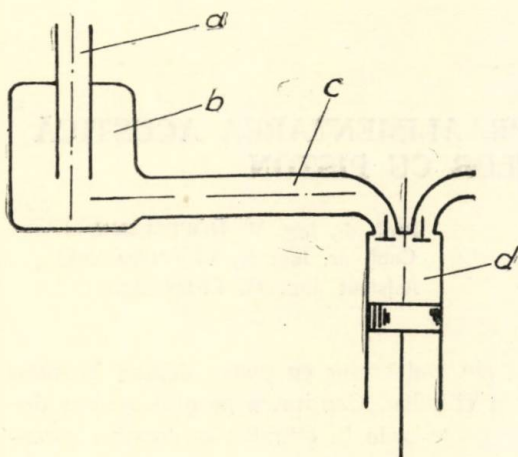


Fig. 1. Sistemul de admisie al unui motor monocilindric.

a — conducta de admisie a filtrului de aer

b — rezervorul filtrului de aer

c — colectorul de admisie al motorului

d — cilindrul motorului.

Vom considera acest sistem de admisie ca fiind un sistem oscilatoriu cu o frecvență bine determinată a oscilațiilor proprii. În vederea calculării frecvențelor proprii ale sistemului de admisie considerat se va nota cu :

l_1 — lungimea conductei de admisie a filtrului (a)

l_2 — lungimea colectorului de admisie (c)

V_1 și V_2 — volumul filtrului respectiv al cilindrului motorului.

Pentru stabilirea ecuației diferențiale a curgerii nestaționare a gazelor în sistemul de admisie se vor folosi ecuațiile de mișcare ale fluidelor perfecte și ecuația de continuitate.

În cazul mișcării unidimensionale (de-a lungul axei Ox) a fluidului perfect ecuația de mișcare poate fi pusă sub forma :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} \quad (1)$$

în care p — presiunea fluidului

ρ — densitatea fluidului

w — viteza medie pe secțiune

t — timpul

Ecuația de continuitate în cazul mișcării nepermanente a unui fluid compresibil de-a lungul axei Ox este la rîndul său :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

Considerînd fluidul un gaz perfect

$$c^2 = g R T = \frac{p}{\rho} = \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad (3)$$

în care c reprezintă viteza sunetului în gaz, rezultă :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4)$$

Introducând (4) în ecuația continuității (2) se obține :

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial (\rho w)}{\partial x} \quad (5)$$

Folosind relațiile (1) și (5) se obține următorul sistem de ecuații pentru descrierea mișcării nestaționare unidimensionale a fluidului compresibil :

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= c^2 \frac{\partial (\rho w)}{\partial x} \end{aligned} \quad (6)$$

Efectuând o serie de calcule și înlocuiri sistemul (6) devine :

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \ln p}{\partial x} &= \frac{1}{gRT} \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \\ -\frac{\partial \ln p}{\partial t} &= \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (7)$$

Întrucât în conductă oscilațiile vitezei și a presiunii sînt oscilații întinse soluția parțială a ecuațiilor (7) va fi de forma

$$w = \left(A \cos \frac{\omega x}{c} + B \sin \frac{\omega x}{c} \right) e^{i\omega t} \quad (8)$$

în care

ω — frecvența impulsurilor (admisilor)

A, B — coeficienți.

Pentru determinarea coeficienților A și B se vor folosi condițiile marginale. În acest scop se va utiliza schema din figura 2 care reprezintă o schemă echivalentă a sistemului de admisie din fig. 1.

Dacă din condițiile marginale se consideră $x=0$, $x=1$, și $x=l_1+l_2=1$, secțiunile conductelor f_1 și f_2 , Q — debitul de fluid ce pleacă din cilindru rezultă sistemul de ecuații (9), (10), (11).

$$A_1 \sin \frac{\omega l_1}{c} - A_2 \sin \frac{\omega l_1}{c} + B_2 \cos \frac{\omega l_1}{c} = 0 \quad (9)$$

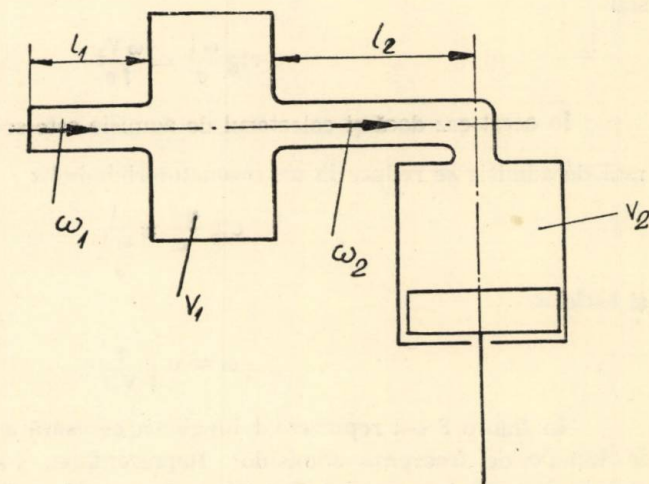


Fig. 2. Schema echivalentă a sistemului de admisie.

$$A_1 \left(\cos \frac{\omega l_1}{c} - \frac{\omega V_1}{f_1 c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \right) - A_2 \frac{f_2}{f_1} \cos \frac{\omega l_1}{c} - B_2 \frac{f_2}{f_1} \sin \frac{\omega l_1}{c} = 0 \quad (10)$$

$$A_2 \left[\cos \frac{\omega (l_1 + l_2)}{c} - \frac{\omega V_2}{f_2 c} \sin \frac{\omega (l_1 + l_2)}{c} \right] + B_2 \left[\sin \frac{\omega (l_1 + l_2)}{c} + \frac{\omega V_2}{f_2 c} \cos \frac{\omega (l_1 + l_2)}{c} \right] = \frac{Q}{f_2} \quad (11)$$

Egalind cu zero determinantul format din coeficienții sistemului de ecuații (9), (10) și (11), rezultă condiția de rezonanță :

$$\begin{aligned} & \frac{\omega V_2}{f_2 c} \left(\frac{f_2}{f_1} \sin \frac{\omega l_1}{c} \cos \frac{\omega l_2}{c} + \cos \frac{\omega l_1}{c} \sin \frac{\omega l_2}{c} - \frac{\omega V_1}{f_1 c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \sin \frac{\omega l_2}{c} \right) = \\ & = \cos \frac{\omega l_1}{c} \cos \frac{\omega l_2}{c} - \frac{f_2}{f_1} \sin \frac{\omega l_1}{c} \sin \frac{\omega l_2}{c} - \frac{\omega V_1}{f_1 c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \cos \frac{\omega l_2}{c} \end{aligned} \quad (12)$$

În cazul cînd secțiunile sînt egale $f_1 = f_2 = f$ ecuația (12) se simplifică devenind :

$$\frac{\omega V_2}{f c} \left(\sin \frac{\omega l}{c} - \frac{\omega V_1}{f c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \sin \frac{\omega l_2}{c} \right) = \cos \frac{\omega l}{c} - \frac{\omega V_1}{f c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \cos \frac{\omega l_2}{c} \quad (13)$$

Dacă motorul funcționează fără filtru ($V_1 = 0$) condiția de rezonanță (13) devine :

$$\frac{\omega V_2}{f c} \sin \frac{\omega l}{c} = \cos \frac{\omega l}{c}$$

sau

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega l}{c} = \frac{\omega V_2}{f c} \quad (14)$$

În acest caz dacă și colectorul de admisie este scurt (cînd $\frac{\omega l}{c} \ll 1$), sistemul de admisie se reduce la un rezonator Helmholtz :

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega l}{c} \approx \frac{1}{\frac{\omega l}{c}}$$

și astfel

$$\omega = c \sqrt{\frac{f}{V_2 l}}$$

În figura 3 s-a reprezentat lungimea necesară a colectorului de admisie l_2 în funcție de frecvența admișiilor. Reprezentarea s-a făcut pe baza formulei (14) pentru cazul motorului fără filtru de aer ($V_1 = 0$). Din acest grafic se vede că lungimea necesară a colectorului de admisie scade pe măsură ce crește frecvența admișiilor (turația motorului).

În figura 4 este redată pentru regimul de rezonanță dependența volumului necesar al filtrului V_1 în funcție de frecvența admișiilor pentru două lungimi diferite ale colectorului de admisie ($l_2 = 48$ cm și $l_2 =$ cm). Graficul s-a construit pe baza formulei (13). Din grafic se vede că influența hotărîtoare o are în

acest caz variația volumului filtrului, variația lungimii colectorului de admisie fiind mai redusă. Cu cât crește frecvența admisiilor cu atât volumul filtrului, necesar pentru stabilirea regimului de rezonanță, scade.

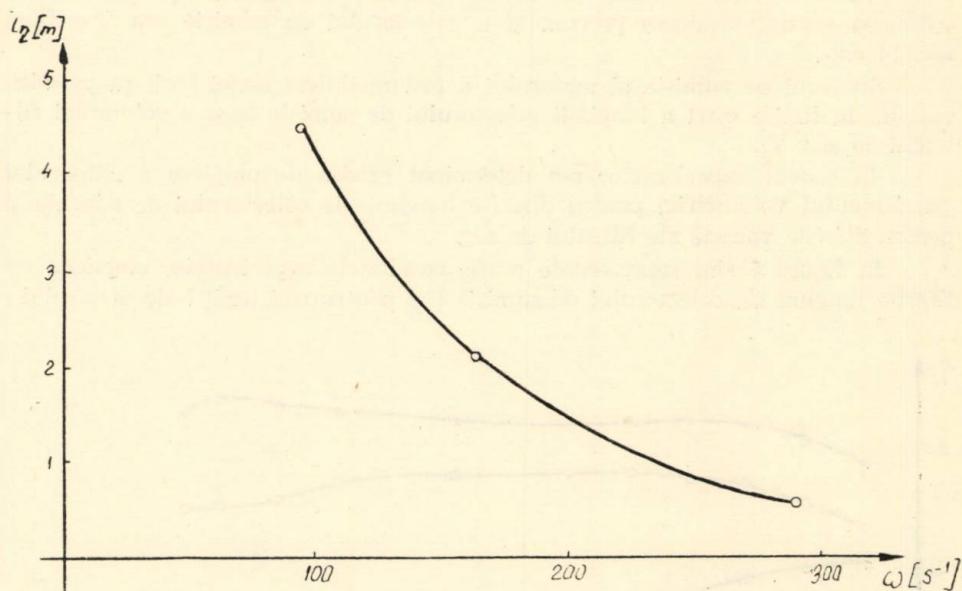


Fig. 3. Variația lungimii colectorului de admisie l_2 în funcție de frecvența admisiilor.

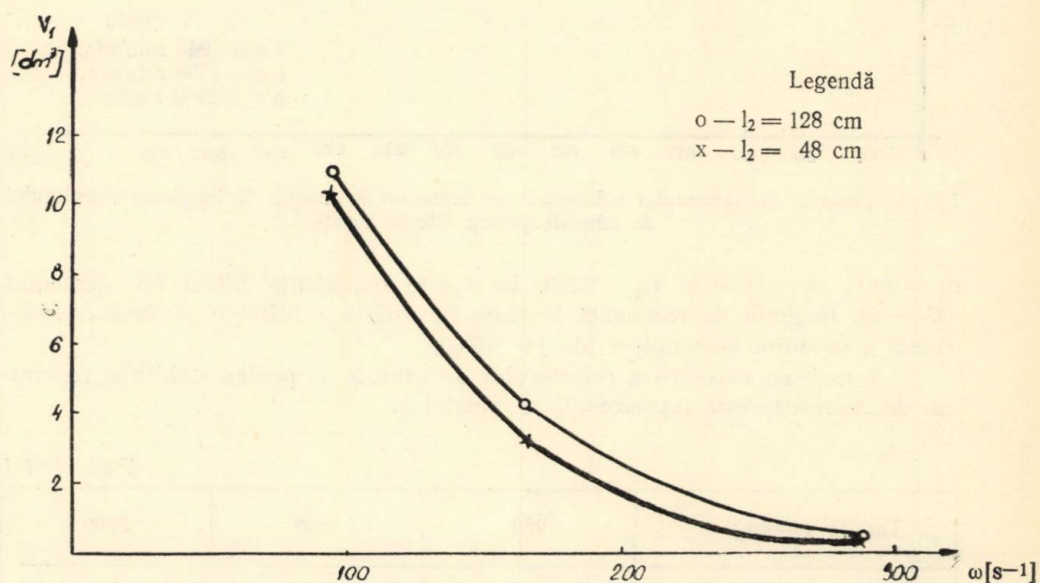


Fig. 4. Variația volumului filtrului de rezonanță în funcție de frecvența admisiilor și de lungimea colectorului de admisie.

În vederea verificării experimentale a relațiilor obținute prin calcul, (formulele (13) și (14),) s-au făcut determinări pe un motor cu doi cilindri în patru timpi.

Volumul unui cilindru era de $V_2 = 0,25 \text{ dm}^3$, lungimea $l_1 = 36 \text{ cm}$, iar secțiunea acestei conducte precum și a colectorului de admisie era $f_1 = f_2 = 3,14 \text{ cm}^2$.

Sistemul de admisie al motorului a fost modificat astfel încît să permită variația în limite mari a lungimii colectorului de admisie l_2 și a volumului filtrului de aer, V_1 .

În cadrul experiențelor s-a determinat gradul de umplere a cilindrului (randamentul volumetric) pentru diferite lungimi ale colectorului de admisie și pentru diferite volume ale filtrului de aer.

În figura 5 sînt reprezentate grafic rezultatele experiențelor efectuate cu diferite lungimi ale colectorului de admisie (l_2) pentru trei turații ale motorului :

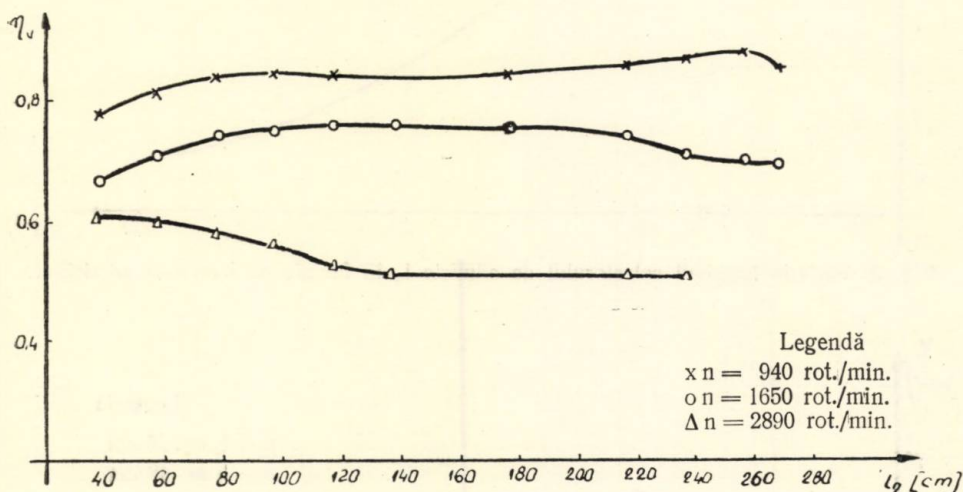


Fig. 5. Variația randamentului volumetric al motorului în funcție de lungimea colectorului de admisie pentru diferite turații.

$n_1 = 940$; $n_2 = 1650$ și $n_3 = 2890$. La aceste experiențe filtrul era demontat ($V_1 = 0$). Regimul de rezonanță la toate turațiile a rezultat o creștere considerabilă a gradului de umplere (de 14—16%).

Lungimea necesară a colectorului de admisie l_2 pentru stabilirea regimului de rezonanță este reprezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

Turația (t/min.)	960	1650	2890
Lungimea colectorului (cm)	260	150	40

În figura 6 este redată variația gradului de umplere a cilindrului în funcție de volumul filtrului de aer. Experiența s-a efectuat la turația de 2890 t/min. și cu o lungime a colectorului de admisie de $l_2 = 48$ cm.

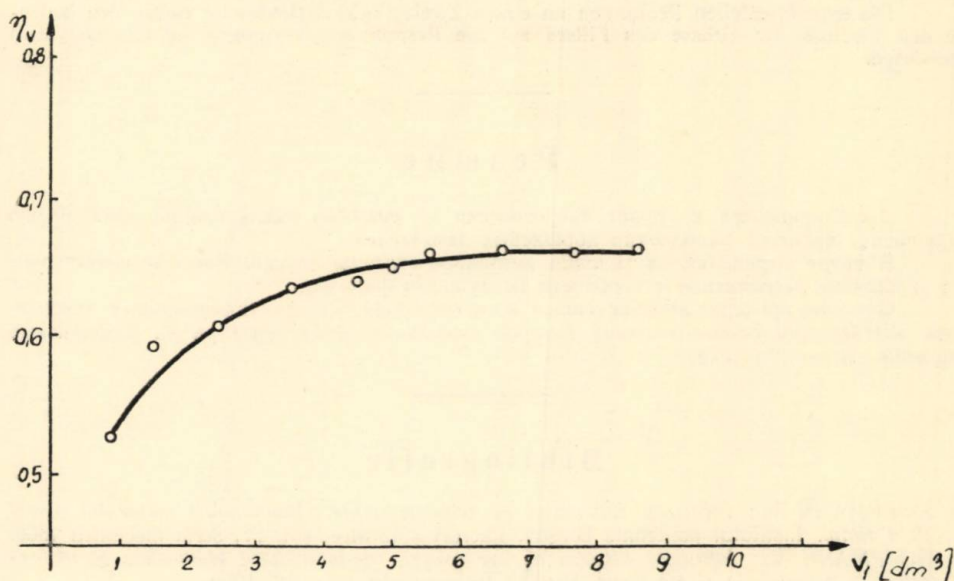


Fig. 6. Variația randamentului volumetric al motorului în funcție de volumul filtrului la turație constantă.

Se poate observa o influență importantă a volumului filtrului asupra gradului de umplere a cilindrului. Pentru motorul dat volumul minim al filtrului nu este indicat să fie mai mic de $5 dm^3$.

Comparat cu rezultatele obținute prin calcul se constată o corespondență bună a rezultatelor în cazul funcționării motorului fără filtru; în cazul funcționării motorului cu filtru abaterile sînt mai mari, volumul optim calculat al filtrului fiind sensibil mai mic decît cel stabilit pe cale experimentală.

Ecuția (13) poate servi deci pentru o primă aproximație la stabilirea volumului optim al filtrelor motoarelor proiectate, stabilirea definitivă a dimensiunii filtrului urmînd să se facă ulterior în faza de experimentare a motoarelor.

În concluzie se poate arăta că volumul filtrului de aer are o importanță hotărîtoare asupra procesului de admisie al amestecului proaspăt în cilindru. Alegerea judicioasă a volumului filtrului de aer permițînd mărirea considerabilă a gradului de umplere al cilindrului și în mod corespunzător mărirea puterii litrice a motoarelor.

Zusammenfassung

Die Arbeit gehört zur Gruppe der theoretisch-experimentellen Untersuchungen zur Verbesserung des Füllungsprozesses der Kolbenmotoren.

In der Arbeit werden die Resonanzbedingungen des Einlasssystems bestimmt. Die Berechnungen ziehen auch den Einfluss der Resonanzfähigkeit des Luftfilters in Betracht.

Die experimentellen Prüfungen an einem Zweizylinderviertaktmotor haben den bedeutenden Einfluss der Grösse des Filters auf die Resonanzerscheinungen im Einlasssystem bewiesen.

Резюме

Труд относится к группе теоретически — опытных исследований имея целью улучшение процесса наполнения поршневых двигателей.

В труде определяются условия резонанса системы впуска. Расчёты имеют ввиду и влияние резонансной способности воздушного фильтра.

Опытные проверки произведённые на четырёхтактный двухцилиндровым двигателем подтвердили особое влияние которое оказывает объём фильтра на резонансные явления системы впуска.

Bibliografie

1. HOFFMANN V.: *Influența sistemului de admisie asupra funcționării motorului diesel în 4 timpi*. Institutul politehnic Brașov. Lucrări științifice, vol. IV, seria mecanică 1960.
2. HOFFMANN V.: *Influența filtrului de aer asupra randamentului volumetric al motoarelor de automobile și tractoare*. Revista transporturilor nr. 12, 1955.
3. CIARNÎI I. A.: *Mișcarea nestăționară a lichidului real în conducte*. Editura de stat pentru literatura tehnico-teoretică. Moscova—Leningrad, 1951.

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A MOMENTULUI DE INERȚIE AL TRANSMISIEI TRACTOARELOR PE ROȚI ȘI AUTOMOBILELOR

Șef lucr. ing. IONESCU ENACHE
Șef. lucr. ing. NĂSTASOIU STELIAN
Asistent ing. POPESCU SIMION

I. CONSIDERAȚIUNI TEORETICE

Pentru rezolvarea unor probleme legate de dinamica tractoarelor și automobilelor și pentru stabilirea sarcinilor reale care acționează asupra pieselor transmisiei și motorului, este necesar să se cunoască momentul de inerție redus la arborele cotit al motorului.

Se știe că în cazul deplasării vehiculelor într-un regim nestabil, adică cu o viteză variabilă, apar forțe de inerție îndreptate în sens opus mișcării vehiculului, în cazul demarării, și în același sens cu mișcarea acestuia, dacă mișcarea este încetinită.

În calculele dinamice și de rezistență toate forțele de inerție pot fi luate în considerare prin *momentul de inerție redus la arborele cotit al motorului* (la arborele ambreiajului principal) J_{red} . În cazul cel mai general acest moment de inerție este dat de relația :

$$J_{red} = J_m + J_{tr} + J_d + J_T + J_x \quad (1)$$

în care :

- J_m — momentul de inerție al maselor pieselor motorului, aflate în mișcare ;
- J_{tr} — momentul de inerție al pieselor transmisiei, aflate în mișcare de rotație ;
- J_d — momentul de inerție al roților de direcție ;
- J_T — momentul de inerție al masei vehiculului în mișcare de translație ;
- J_x — momentul de inerție al remorcii sau a mașinii agricole cu care se lucrează în agregat.

Toate aceste momente de inerție sînt reduse la arborele cotit al motorului.

Dintre componentele momentului J_{red} cele mai mari dificultăți se întâmpină la determinarea momentului de inerție al transmisiei J_{tr} . Determinarea experimentală a momentului de inerție a fiecărei piese a transmisiei și reducerea lui la arborele cotit al motorului este o metodă greoaie și necesită un mare volum de muncă. De asemenea determinarea analitică a momentului de inerție, folosind desenul pieselor și cunoscând greutatea lor, necesită un volum foarte mare de muncă și totodată poate duce la erori însemnate. Din aceste motive se impune *determinarea experimentală a momentului de inerție a întregii transmisii de automobil sau tractor*. Pentru aceasta se folosește sub diferite forme *metoda mișcării de rotație în gol a transmisiei*, sub influența inerției organelor ei și a roților motoare.

S-a propus, de exemplu, următoarea metodă.

Tractorul, respectiv automobilul, pentru care se determină momentul de inerție al transmisiei se înzestrează cu aparatură de măsură care permite măsurarea următorilor parametri: momentul de torsiune la arborele ambreiajului principal și turația acestuia în diferite momente. Transmisia tractorului sau automobilului cu roțile motoare ridicate deasupra solului, se antrenează de către motor, apoi decuplându-se ambreiajul se lasă să funcționeze în gol până la oprire. Cu ajutorul datelor obținute se construiește curba $n = f(t)$ (fig. 1). Folosind această curbă precum și valorile momentului de torsiune M_t , necesar rotirii arborelui ambreiajului cu o anumită turație, se poate determina momentul de inerție J_{tr} . Mărimea J_{tr} se determină cu ajutorul relației:

$$M_m = M_f + J_{tr} \cdot \varepsilon \quad (2)$$

în care:

M_f — momentul de frecare al transmisiei, redus la arborele ambreiajului;

ε — accelerația unghiulară a arborelui ambreiajului;

M_m — momentul de torsiune la arborele cotit al motorului, necesar demarării transmisiei până la o anumită viteză unghiulară a arborelui ambreiajului.

Este evident că în cazul unui ambreiaj cu fricțiune reglat corect $M_m = M_t$. Deoarece

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ unde } n \text{ este turația arborelui ambreiajului.}$$

se obține:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt}$$

Prin urmare, relația (2) poate fi scrisă sub forma

$$J_{tr} = \frac{M_t - M_f}{\varepsilon} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{M}{\text{tg } \alpha} = \text{const.} \quad (3)$$

în care:

$$M = M_t - M_f$$

Rezultă, aşadar, că momentul de inerție J_{tr} se poate determina uşor dacă se cunoaşte tangenta la curba $n=f(t)$ în punctul pentru care s-a măsurat momentul M . Valoarea tangentei se stabileşte folosind graficul din fig. 1. Astfel,

punctului M îi corespunde $\operatorname{tg} \alpha = \frac{MO}{OB}$ iar punctului M' , $\operatorname{tg} \alpha' = \frac{M'A}{AC}$

Valoarea reală a momentului de inerție al transmisiei J_{tr} se stabileşte făcând media aritmetică a valorilor calculate cu relația (3) în mai multe puncte.

Această metodă, deşi pare simplă, necesită o instalație destul de complicată pentru măsurarea momentului M , şi, în plus, folosind calcule care au la bază construcții grafice, apar erori însemnate. De asemenea, folosirea acestei metode, se bazează pe presupunerea că $M_f = \text{const.}$, ceea ce nu corespunde realității.

Din aceste motive, în cele ce urmează, se propune o metodă mult mai simplă şi totodată cu o precizie mai ridicată. Această metodă are la bază teorema energiei cinetice, care în cazul de față poate fi enunțată astfel: *variația finită a energiei cinetice a transmisiei aflată în mișcare în gol între două momente succesive, este egală cu lucrul mecanic total al forțelor de frecare în intervalul dintre cele două momente.*

Ca și în cazul precedent roțile motoare sînt ridicate încît nu sînt în contact cu solul, iar după antrenare transmisia funcționează în gol.

Pentru intervalul $(\omega_1 - \omega_2)$ ecuația variației energiei cinetice are forma :

$$\frac{J_{tr} \omega_1^2}{2} = \frac{J_{tr} \omega_2^2}{2} = M \varphi_1 \quad (4)$$

în care :

J_{tr} — momentul de inerție redus al transmisiei ;

ω_1, ω_2 — Viteza unghiulară superioară şi inferioară a intervalului considerat.

M — momentul de frecare din transmisie redus la arborele ambreiajului ;

φ_1 — unghiul de rotație a arborelui ambreiajului a aceluiaşi interval.

Dacă $\omega_2 \gg (0,6 \dots 0,7) \omega_1$ atunci în intervalul $(\omega_1 - \omega_2)$ se poate considera cu o precizie suficientă pentru practică că momentul de frecare M este constant

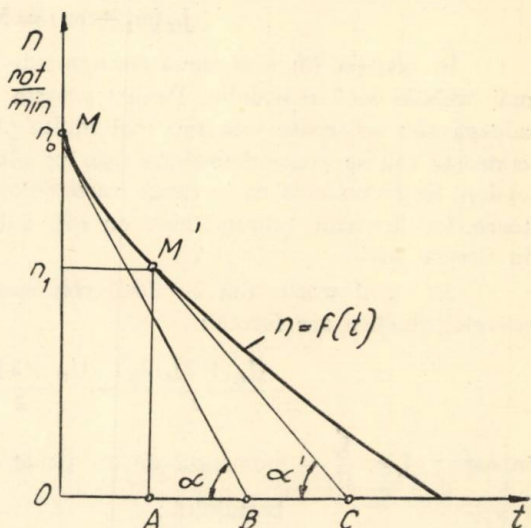


Fig. 1. Determinarea grafică a tangentei la curba $n=f(t)$

și, prin urmare, organele transmisiei se rotesc cu o mișcare uniform încetinită. În acest caz,

$$\varphi_1 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot t_1 \quad (5)$$

unde t_1 — timpul în care viteza unghiulară se micșorează de la ω_1 la ω_2 .

Introducând în relația (4) valoarea lui φ_1 din (5) se obține :

$$J_{tr}(\omega_1 - \omega_2) = M \cdot t_1 \quad (6)$$

În ecuația (6) sînt două necunoscute (J_{tr} și M), pentru determinarea lor mai trebuie încă o ecuație. Pentru aceasta pe unul din arborii transmisiei se adaugă sau se scoate una sau mai multe piese al căror moment de inerție se cunoaște sau se poate determina ușor pe altă cale. Această piesă joacă rolul de etalon. Se recomandă ca în cazul tractoarelor pe roți să se adauge două roți motoare, iar în cazul automobilelor cu roți duble să se scoată două roți (cite una în fiecare parte).

În cazul tractorului cu două roți motoare în plus, ecuația de variație a energiei cinetice are forma :

$$\frac{(J_{tr} + 2J_r)\omega_1^2}{2} - \frac{(J_{tr} + 2J_r)\omega_2^2}{2} = M \cdot \varphi_2$$

în care : $J_r = \frac{J'_r}{i^2}$ — momentul de inerție al roții motoare redus la arborele ambreiajului ;

J'_r — momentul de inerție al roții motoare în raport cu axa sa de rotație ;

i — raportul de transmitere total al transmisiei ;

φ_2 — unghiul de rotire al ambreiajului ;

$$\varphi_2 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot t_2 \quad (8)$$

t_2 — timpul în care viteza unghiulară se micșorează de la ω_1 la ω_2 în cazul funcționării tractorului cu două roți motoare în plus.

Înlocuind în ecuația (7) valoarea unghiului φ_2 se obține :

$$(J_{tr} + 2J_r)(\omega_1 - \omega_2) = M \cdot t_2 \quad (9)$$

Rezolvînd împreună ecuațiile (6) și (9) rezultă :

$$J_{tr} = 2J_r \cdot \frac{t_1}{t_2 - t_1} = \frac{2J'_r}{i^2} \cdot \frac{t_1}{t_2 - t_1} \quad (10)$$

Dacă se scot două roți motoare (în cazul automobilelor cu roți duble) ecuația de variație a energiei cinetice devine :

$$\frac{(J_{tr} - 2J_r)\omega_1^2}{2} - \frac{(J_{tr} - 2J_r)\omega_2^2}{2} = M \cdot \varphi_2$$

sau

$$(J_{tr} - 2J_r)(\omega_1 - \omega_2) = M \cdot t_2 \quad (11)$$

De astă dată, rezolvînd împreună ecuațiile (6) și (11) se obține

$$J_{tr} = 2J_r \frac{t_1}{t_1 - t_2} = \frac{2J'_r}{i^2} \cdot \frac{t_1}{t_1 - t_2} \quad (12)$$

În continuare se indică în mod amănunțit metoda determinării experimentale a momentului de inerție al transmisiei, precum și unele rezultate.

II. METODICA DETERMINĂRII EXPERIMENTALE A MOMENTULUI DE INERȚIE AL TRANSMISIEI TRACTOARELOR PE ROȚI ȘI AUTOMOBILELOR

1. Determinarea experimentală a momentului de inerție al roții motoare a tractorului

Momentul de inerție al roții motoare a tractorului s-a determinat experimental prin două metode: metoda oscilațiilor de răsucire și metoda suspendării roții prin trei fire flexibile.

a. Metoda oscilațiilor de răsucire

În acest caz, roata motoare a tractorului se suspendă prin intermediul unei sîrme calibrate din oțel de arc (fig. 2).

Sîrma calibrată 2, din oțel de arc, este fixată la capătul superior într-un dispozitiv de prindere (mandrină, menghină etc.), iar la capătul inferior se montează roata de tractor, printr-un dispozitiv de centrare.

Pentru determinarea momentului de inerție roata 3 este rotită în jurul axei de simetrie cu un unghi de 4—6 grade și apoi se lasă să oscileze. Cu ajutorul unui cronometru se determină durata unui anumit număr de oscilații (10—15) ce se produc, după care se calculează valoarea medie a unei perioade.

Momentul de inerție al roții, față de axa de rotație, se determină cu relația:

$$J'_r = c \frac{T^2}{4\pi^2} \quad [\text{Kgfm} \cdot \text{s}^2] \quad (13)$$

în care: T — este perioada oscilației, în secunde;

c — coeficientul rigidității la torsiune a sîrmei, în kgfm.

Coeficientul rigidității la torsiune c se determină cu relația:

$$c = \frac{G \cdot d^4 \cdot \pi}{32 \cdot l \cdot 100} \quad [\text{Kgfm}] \quad (14)$$

În relația (14) s-a notat cu:

G — modulul de elasticitate transversal, în kgf/cm²;

d — diametrul sîrmei, în cm;

l — lungimea sîrmei, în cm.

Înlocuind în relația (13) valoarea lui c din relația (14) și admitînd pentru oțelul de arc $G = 810.000 \text{ kgf/cm}^2$, se obține :

$$J_r' = 20,1 \frac{d^4 T^2}{l} \quad [\text{Kgfm} \cdot \text{s}^2] \quad (15)$$

b. Metoda suspendării roții prin trei fire

În acest caz roata se suspendă prin intermediul a trei fire flexibile 4, paralele între ele (fig. 3). În acest scop se folosesc două plăci prevăzute cu cite

trei găuri echidistanțate, prin care se trec firele ce se fixează de placă. Placa 1 se fixează la partea superioară într-un dispozitiv de fixare (de exemplu menghină), iar placa 2 se fixează pe rozeta 3 printr-un sistem oarecare (de exemplu prin șuruburile de fixare a roții pe arbore).

Imprimînd întregului sistem o mișcare rotativă oscilatorie în planul orizontal în jurul axei de simetrie a roții cu un unghi de 4—6 grade se poate determina, la fel ca în cazul precedent, perioada de oscilație și apoi momentul de inerție al roții folosind relația :

$$J_r' = \frac{G_r \cdot r^2 \cdot T^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l} \quad [\text{Kgfm} \cdot \text{s}^2] \quad (16)$$

în care :

G_r — este greutatea roții, în Kgf ;

r — distanța de la axa de oscilație pînă la fir, în m ;

l — lungimea firului, în m ;

T — perioada unei oscilații, în secunde.

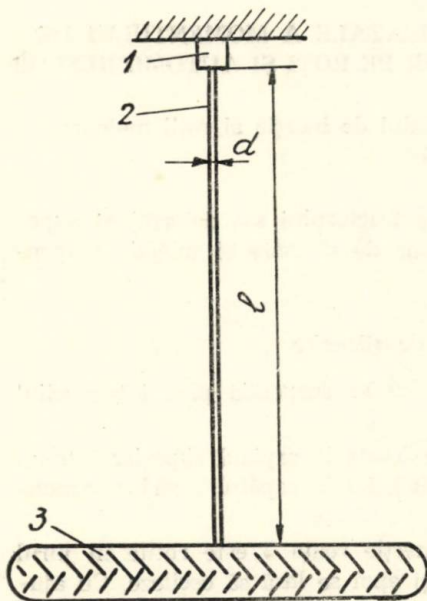


Fig. 2. Schema instalației pentru determinarea momentului de inerție al roții prin metoda oscilațiilor de torsiune.

2. Determinarea experimentală a momentului de inerție al transmisiei tractorului

Tractorul se ridică cu puntea din spate pe doi suportți metalici în așa fel ca roțile motoare să nu atingă solul.

Pentru a elimina influența încălzirii uleiului din transmisie asupra rezultatelor, acesta se scoate din transmisie, după ce în prealabil transmisia se antrenează cu uleiul în cartere.

Ambreiajul tractorului se reglează în așa fel încît jocul între discuri să fie cît mai mare în stare decuplată, pentru ca la decuplarea motorului de transmisie discul condus al ambreiajului să nu atingă sau să frece de partea conducă-

toare. Mărirea jocului între discurile ambreiajului nu trebuie însă să excludă posibilitatea antrenării transmisiei în gol, când acesta este cuplat.

Transmisia se antrenează fie cu motorul tractorului, fie cu ajutorul unui motor electric prin roata de curea. În ambele cazuri turația se măsoară cu ajutorul unui stroboscop la arborele prizei de putere sincronă a tractorului, transmisia fiind cuplată la treapta superioară din cutia de viteze și diferențialul blocat. În acest scop pe arborele prizei de putere se montează o săgeată indicatoare, care se rotește odată cu arborele în fața unui disc fix, vopsit cu o culoare diferită de a săgeții și fixat pe carterul prizei de putere.

În cazul când transmisia tractorului este antrenată prin motorul propriu, se procedează în felul următor: Motorul se accelerează pînă la turația maximă cu transmisia cuplată, iar după stabilirea unui regim de turație stabil se decuplează brusc ambreiajul prin apăsarea pe pedală, lăsînd transmisia să se rotească în gol. Se măsoară cu un cronometru timpul în care turația prizei de putere scade cu 300—400 rot./min. de la o turație aleasă în prealabil, puțin mai mică decît turația maximă imprimată de motor întregii transmisii, inclusiv prizei de putere.

Măsurătorile se fac cu două sau cu patru roți, pentru același interval de turații, obținîndu-se timpii t_2 (pentru patru roți) și t_1 (pentru două roți). Ca roți suplimentare se pot folosi fie două roți motoare identice cu cele ale tractorului care se încearcă, fie două roți motoare de la un alt tip de tractor, care pot fi montate pe semiaxele tractorului respectiv și la care se determină momentul de inerție prin una din metodele descrise mai înainte.

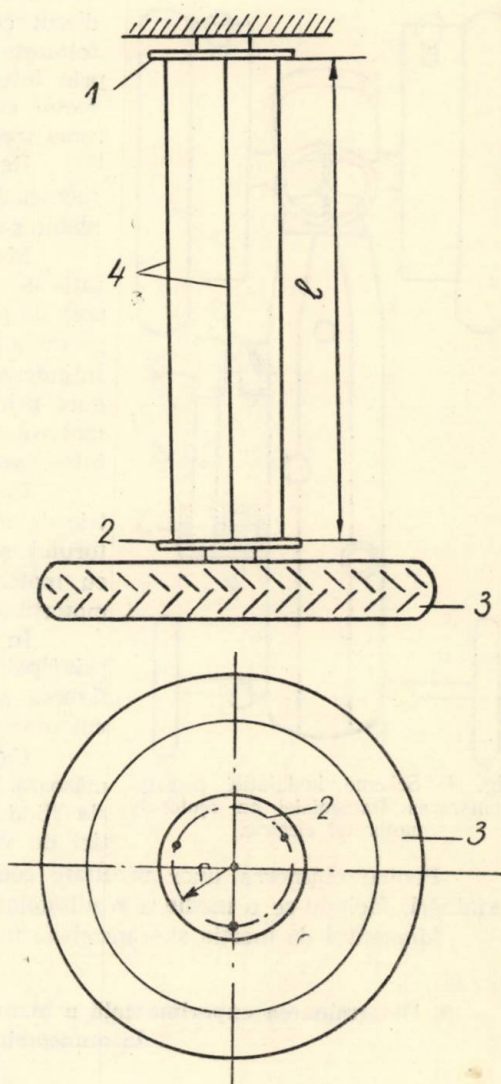


Fig. 3. Schema instalației pentru determinarea momentului de inerție al roții prin metoda suspendării cu trei fire.

Pentru a elimina influența pe care ar putea să o aibă motorul asupra rezultatelor măsurărilor prin aceea că discul condus al ambreiajului ar putea rămâne un timp oarecare (foarte mic) lipit de discul conducător sau l-ar putea atinge, se folosește metoda de antrenare a transmisiei prin intermediul șaibei de curea folosind un motor electric montat pe un suport fixat pe rama tractorului (fig. 4).

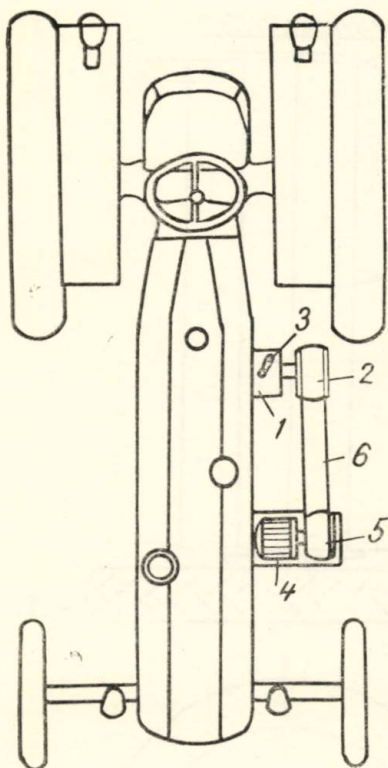


Fig. 4. Schema instalației pentru demararea transmisiei cu ajutorul motorului electric.

Reductorul 1 al șaibei de curea 2 se montează pe cutia de viteze după ce în prealabil s-a demontat capacul respectiv.

Motorul electric 4, de 2—3 kW și turația de 1500 rot./min., se montează pe un suport de profile, care la rândul lui se montează pe rama tractorului cu ajutorul unor șuruburi. Întinderea curelei de antrenare se poate asigura prin niște ghidaje executate pe suportul motorului electric și prin fixarea acestuia într-o poziție convenabilă.

Cuplarea și decuplarea motorului electric de transmisie se face prin maneta reductorului șaibei de curea 3. Cuplarea se face cu motorul electric oprit, iar decuplarea cu motorul electric în funcțiune.

În timpul măsurărilor, ambreiajul principal al tractorului se ține decuplat prin fixarea pedalei în poziția decuplat cu ajutorul unui dispozitiv.

Ca și în cazul precedent, turația se măsoară la priza de putere sincronă, transmisia fiind cuplată la treapta superioară a cutiei de viteze.

Pentru obținerea unor rezultate concludente se execută mai multe determinări, făcându-se o medie a rezultatelor obținute.

Momentul de inerție al transmisiei tractorului se determină cu relația (10).

3. Determinarea experimentală a momentului de inerție al transmisiei la autocamioane

La autocamioane, momentul de inerție al roților și al transmisiei se determină prin aceleași metode ca și în cazul tractoarelor.

În acest caz, turația se măsoară la arborele cardanic tot cu ajutorul stroboscopului, diferențialul fiind blocat (când automobilul nu are sistem de blocare, aceasta se poate realiza prin blocarea unuia dintre sateliți cu ajutorul unei sârme de 2—3 mm).

Autocamionul se ridică cu puntea din spate pe doi suportți metalici în așa fel ca roțile motoare să nu atingă solul.

În cazul autocamionului cu punte motoare și în față, se ridică întregul autocamion pe patru suporturi metalici.

Antrenarea transmisiei se poate face cu motorul propriu al autocamionului sau cu ajutorul unui motor electric montat în locul motorului cu ardere internă, care să antreneze transmisia printr-un cuplaj cu ghiare sau cu dinți, pentru a permite cuplarea și decuplarea motorului electric de transmisie în timpul măsurătorilor.

Măsurătorile se fac cu patru și cu două roți montate pe puntea din spate a autocamionului.

Momentul de inerție al roții de autocamion se determină la fel ca la roata de tractor, iar momentul de inerție al întregii transmisii se calculează folosind relația (12).

III. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Măsurătorile s-au făcut pe un tractor U—650, iar ca roți suplimentare s-au folosit cele de la tractorul U—26, care au dimensiunile de 14—38”.

Momentul de inerție al roților suplimentare montate pe tractor s-a determinat prin ambele metode descrise în capitolul precedent.

La determinarea momentului de inerție prin metoda oscilațiilor de răsucire s-au folosit pe rând trei sîrme din oțel de arc de diametre diferite, iar rezultatele sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Valorile momentului de inerție al roții determinate prin metoda oscilațiilor de torsiune.

d [cm]	l [cm]	Numărul de oscilații complete	Timpul total [s]	Perioada oscilației (T) [s]	$J'_r = 20,1 \frac{d^4 \cdot T^2}{l}$ [Kgf · m · s ²]
0,65	219	10	196	19,6	6,25
0,70	216,3	10	167	16,7	6,23
0,80	216,2	10	128	12,8	6,23

Rezultatele încercărilor obținute prin metoda suspendării roții prin trei fire flexibile pentru roata motoare a tractorului U—26 cu $G_r = 257$ Kgf, $l = 2,19$ m și $r = 0,144$ m, sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

Valorile momentului de inerție al roții, determinate prin metoda suspendării cu trei fire.

Nr. crt.	Numărul de oscilații complete	Timpul total [s]	Perioada oscilației (T) [s]	$J'_r = \frac{G_r \cdot r^2}{4 \pi^2 l}$ [Kgf · m · s ²]
1	10	100,6	10,06	6,23
2	10	100,6	10,06	6,23
3	10	100,6	10,06	6,23

Din analiza rezultatelor prezentate în tabelele 1 și 2 rezultă că ambele metode de determinare a momentului de inerție al roții sînt precise întrucît valorile obținute sînt aceleași.

Rezultatele măsurătorilor obținute la determinarea momentului de inerție al transmisiei tractorului U-650 sînt date în tabelul 3.

Tabelul 3

Rezultatele măsurătorilor obținute la încercările efectuate pe tractor.

Intervalul turațiilor $n_1 - n_2$	Diferența turațiilor $\Delta n = n_1 - n_2$	Nr. determinării	T i m p u l		$\frac{t_1}{t_2 - t_1}$	Media rapor- tului $\frac{t_2}{t_2 - t_1}$
			4 roți [s]	2 roți [s]		
1900—1500	400	1	5,2	3,9	3,00	2,95
		2	5,4	3,9	2,60	
		3	5,4	4	2,85	
		4	5,4	4	2,85	
		5	5,4	4	2,85	
		6	5,3	4	3,07	
1800—1400	400	1	5,4	4,1	3,15	
		2	5,4	4,1	3,15	
		3	5,5	4,1	2,85	
		4	5,5	4,2	3,00	
		5	5,5	4,1	2,85	
		6	5,5	4,1	2,83	
1600—1200	400	1	6,0	4,5	3,00	
		2	6,0	4,5	3,00	
		3	6,0	4,5	3,00	
		4	6,1	4,6	3,07	
		5	6,1	4,6	3,07	
		6	6,1	4,5	3,00	
1900—1400	500	1	6,8	5,1	3,00	
		2	6,8	5,1	3,00	
		3	6,9	5,1	2,83	
		4	6,9	5,1	2,83	
		5	7,0	5,1	2,69	
1800—1300	500	1	6,9	5,2	3,07	
		2	7,1	5,4	3,17	
		3	7,0	5,3	3,10	
		4	7,1	5,3	2,95	
		5	7,2	5,4	3,00	

Calculul momentului de inerție al transmisiei tractorului U—650 redus la roți și la motor este dat în tabelul 4.

Tabelul 4

Valoarea momentului de inerție al transmisiei tractorului.

Momentul de inerție al roților suplimentare $2 J'_r$ [Kgf · m · s ²]	Media raportului: $\frac{t_1}{t_2 - t_1}$	Momentul de inerție total al transmisiei la axa roților $J'_{tr} = 2 J'_r \frac{t_1}{t_2 - t_1}$ [Kgf · m · s ²]	Raportul de transmitere total al transmisiei, la treapta a V-a rapidă i	Momentul de inerție total al transmisiei redus la arborele ambrelajului $J_{tr} = \frac{2 J'_r t_1}{i^2 t_2 - t_1}$ [Kgf · m · s ²]	Obs.
12,46	2,95	36,8	18,50	0,1075	

Concluzii

1. Metoda prezentată în lucrarea de față este simplă și suficient de precisă pentru nevoile practicii. Aparatura de măsură se reduce la un stroboscop și un cronometru, iar dispozitivele necesare se pot realiza cu ușurință în orice atelier mecanic.

2. Precizia determinării momentului de inerție depinde de : precizia aparatelor de măsură și alegerea corectă a intervalului turațiilor în care momentul de frecare din transmisie poate fi considerat constant. Pentru eliminarea influenței variației vîscozității uleiului în funcție de temperatură asupra momentului de frecare din transmisie se recomandă, avînd în vedere durata mică de funcționare a transmisiei în timpul experiențelor, scoaterea uleiului din cartelele transmisiei după ce în prealabil s-a asigurat ungerea organelor acestuia prin funcționare cu ulei în carter.

3. Din analiza rezultatelor obținute rezultă că momentul de inerție al organelor transmisiei tractoarelor nu poate fi neglijat în calcule dinamice și de rezistență. Deci nu poate fi considerată justă propunerea unor autori de a se lua în considerare cu suficientă precizie numai momentul de inerție al roților motoare. Această simplificare poate fi admisă la autoturisme și eventual la unele autocamioane.

Zusammenfassung

Bei Berechnungen der Dynamik von Radtraktoren und Kraftfahrzeugen ist in den meisten Fällen der Zahlenwert des Trägheitsmomentes der Kraftübertragung als bekannt vorauszusetzen.

In der Arbeit werden die Möglichkeiten zur praktischen Bestimmung von Trägheitsmomenten von Kraftübertragungen für Kraftfahrzeuge und Radschlepper behandelt. Anschlies-

send wird eine kritische Analyse der gegenwärtigen Methoden sowie die theoretische Basis der angewandten Methode gemacht.

Die Endresultate werden für den U—650 Radschlepper gegeben.

Резюме

Для решения некоторых вопросов, связанных с расчётом и динамикой трансмиссии тракторов и автомобилей, необходимо иметь точные данные о величине момента инерции трансмиссии.

В работе излагается методика экспериментального определения приведенного к валу муфты сцепления момента инерции трансмиссии колесных тракторов и автомобилей.

Приводятся критический анализ существующих методов и теоретический обосновывается предлагаемый метод.

Приводятся также результаты исследования, проведенные с румынским трактором У-650.

Bibliografie

Tractorii i selihozmaşinî Nr. 5/1961.

B. S. FALKIEVICI: *Inercarea automobilului*. I. D. T. Bucureşti.

REZULTATE ALE CERCETĂRILOR PRIVIND AMORTIZOARELE TELESCOPICE AUTO*)

Şef lucr. ing. IOAN DRAGHICI

Şef lucr. ing. AUREL JULA

Asistent ing. PETRE ALEXANDRU

Cercetările, ale căror rezultate le prezentăm în această lucrare, fac parte din studiul început în 1962 şi au avut ca scop elucidarea unor probleme legate de construcţia, funcţionarea şi reglarea amortizoarelor hidraulice telescopice.

La rezultatele obţinute şi-a adus contribuţia şi colaborarea care a existat între colectivul de cercetare de la Institutul politehnic Braşov şi colectivele de la Uzina „Autobuzul” Bucureşti, Uzinele „Steagul Roşu” Braşov, Uzina „Automecanica” Sibiu şi de la Centrul de mecanica solidelor al Academiei Republicii Socialiste România.

Pentru studiul construcţiei amortizoarelor şi pentru alegerea unei construcţii optime a viitorului amortizor telescopic românesc, îmbunătăţit, s-au cercetat şi experimentat o serie de amortizoare fabricate în străinătate (U.R.S.S., S.U.A., R.F.G., Italia) precum şi câteva prototipuri executate în ţara noastră la uzinele sus-amintite.

METODICA ŞI APARATURA DE CERCETARE

Metodica de cercetare a amortizoarelor hidraulice telescopice de fabricaţie românească şi străină, întrebuinţată de colectivul nostru, a constat din următoarele: studierea elementelor constructive şi determinarea dependenţei dintre diferitele elemente pe baza studiului statistic al construcţiilor existente; studierea funcţionării diferitelor tipuri de amortizoare; determinarea parametrilor de amortizare şi a variaţiei forţei de amortizare în funcţie de timp şi temperatură, prin încercări efectuate pe un stand special, dinamometric; determinarea influenţei elementelor constructive şi a reglajului interior asupra caracteristicii de amortizare; determinarea influenţei caracteristicii de amortizare a amortizoarelor telescopice asupra oscilaţiilor masei suspendate a automobilelor.

*) Referat prezentat la sesiunea ştiinţifică republicană: „Construcţia, fabricarea şi exploatarea autovehiculelor”, Braşov, 16—18 decembrie, 1965.

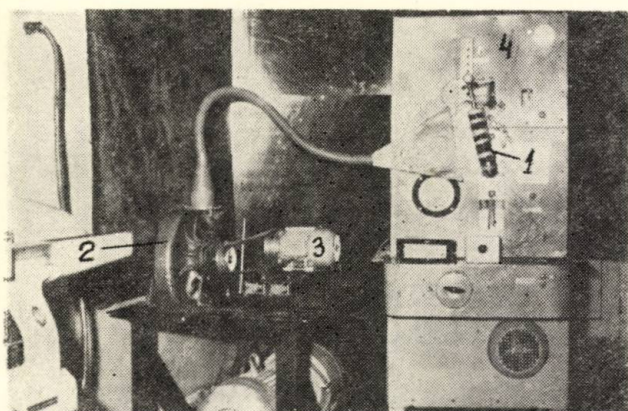


Fig. 1. Vedere generală a instalației de încercat amortizoare în condiții de laborator.

Încercările experimentale s-au efectuat cu ajutorul unei instalații speciale de laborator și cu ajutorul unei instalații de înregistrat oscilațiile suspensiei automobilelor.

Instalația de laborator, a cărei vedere generală este indicată în fig. 1, este formată dintr-un stand special SPAT-162^{*}), de tip dinamometric și o instalație de răcire artificială a amortizorului. Instalația de răcire permite

modelarea condițiilor reale de funcționare a amortizoarelor, deoarece curentul de aer de răcire se imprimă viteze corespunzătoare vitezelor de circulație a automobilelor, pe diferite categorii de drumuri.

Cu ajutorul instalației indicate se înregistrează, pentru fiecare amortizor în parte, diagrama P-S (adică dependența dintre deplasarea S a tijei amortizorului și forța de amortizare P_a ce produce această deplasare) la diferite viteze de deplasare ale pistonului. Pe standul SPAT-162, diferitele viteze de deplasare ale pistonului se obțin prin varierea cursei capătului inferior al amortizorului, menținându-se turația constantă la manivelă. Măsurând forța maximă pe diagramele P-S (cunoscând în prealabil curba de etalonare a elementului elastic de măsurare), se trasează caracteristica externă de amortizare în coordonate $P_a - V_p$ ^{**}) (forța de amortizare — viteza pistonului).

Înregistrarea temperaturii amortizorului 1 (v. fig. 2), s-a efectuat cu ajutorul unor termocuple 2 (Cu — constant), lipite pe pereții exterior al cilindrului rezervor și al unui milivoltmetru 3 cu scala tarată corespunzător în grade. Pentru înregistrarea temperaturii în mai multe puncte s-a folosit comutatorul 4.

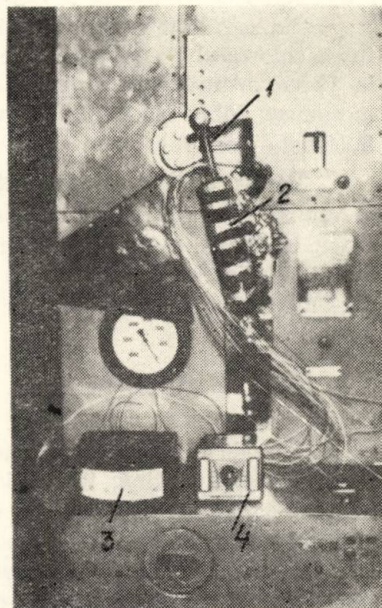


Fig. 2. Înregistrarea temperaturii amortizoarelor pe standul SPAT-162:

1 — amortizorul; 2 — termocupla; 3 — milivoltmetrul; 4 — comutatorul.

^{*}) Descrierea funcțională v. lucrările [7] și [10].

^{**}) Amănunte v. lucrările [7] și [10].

Pentru determinarea influenței caracteristicii de amortizare asupra oscilațiilor masei suspendate, s-au înregistrat oscilațiile libere ale suspensiei autocamioanelor S.R.*), prin metoda trântirilor de la înălțimi de 15; 10 și 5 cm. Aparatura folosită în acest scop, a cărei schemă principală este redată în fig. 3 a

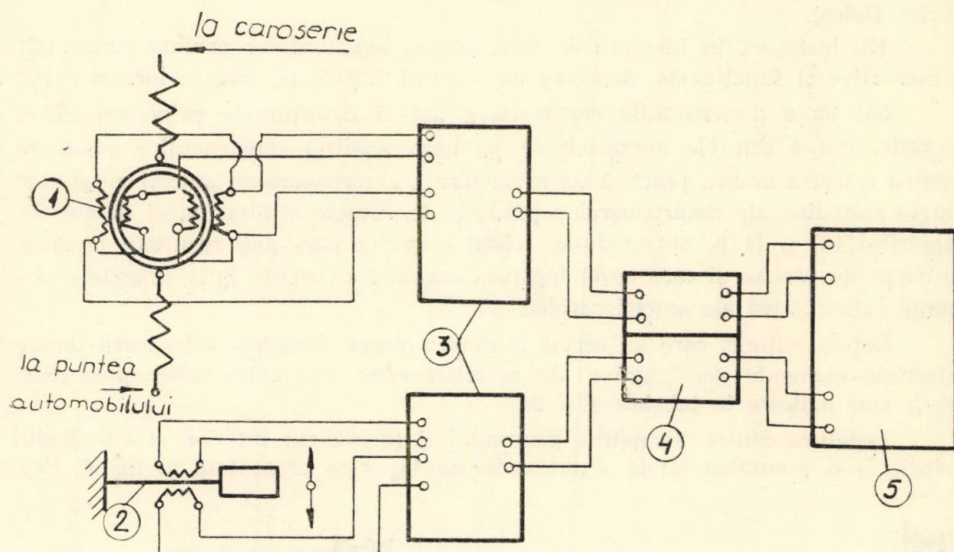


Fig. 3. Schema principală a instalației pentru înregistrarea oscilațiilor suspensiei automobilelor :

1 — traductorul de deplasări; 2 — traductorul de accelerații (accelerometrul); 3 — punți tensometrice (ORION); 4 — amplificator cu tuburi; 5 — oscilograf cu bucle.

constat dintr-un traductor de deplasări 1, un accelerometru mecano-electric 2, două punți tensometrice 3 (tip ORION), un amplificator 4 și un oscilograf cu bucle 5 (tip MPO-2). Traductorul de deplasări și accelerometrul au fost realizate la laboratorul de tehnică măsurătorilor de la Centrul de mecanica solidelor.

REZULTATELE CERCETĂRILOR ȘI INTERPRETAREA LOR

Elementele constructive și funcționale. Studiul elementelor constructive și funcționale s-a efectuat asupra următoarelor tipuri de amortizoare telescopice : Standard (ITALIA), Fichtel-Sachs (R.F.G.), M.K.Z. (U.R.S.S.) și Delco (S.U.A.), toate acestea fiind amortizoare cu doi cilindri, cu direcție variabilă a curentului de lichid.

În urma cercetărilor efectuate de către autori, atât asupra modelelor reale cât și asupra deseneelor și prospectelor din literatura tehnică de specialitate, a

*) Aceste încercări s-au efectuat la Uzinele de autocamioane S.R. — Brașov, cu folosirea aparaturii și a colaborării unui colectiv de la Centrul de mecanica solidelor al Academiei R. S. România.

rezultat că în general amortizoarele cu doi cilindri, din punct de vedere constructiv, sînt de două tipuri: unele care folosesc ca element elastic, la supapele de descărcare, atât elasticitatea șaibelor-drosel cit și a unui arc elicoidal (v. amortizoarele Standard, M.K.Z.) și altele care nu folosesc arcu elicoidal, rolul acestuia fiind luat de elasticitatea șaibelor supapei (v. amortizoarele Fichtel-Sachs, Delco).

Nu insistăm, în lucrarea de față, asupra amănunțelor privind elementele constructive și funcționale, deoarece ele au fost tratate pe larg în lucrarea [10].

Nu toate dimensiunile constructive pot fi determinate printr-un calcul teoretic, multe din ele adoptîndu-se pe baza analizei construcțiilor existente. Pentru a ușura munca practică de proiectare a amortizoarelor, autorii au studiat datele statistice ale amortizoarelor produse de firmele străine (v. și datele din lucrările [16] și [17]), obținîndu-se relații empirice care dau rezultate practice, suficient de precise și care arată legătura organică existentă între diferitele elemente constructive ale amortizoarelor.

Datele inițiale, care au servit la determinarea statistică a legăturii dintre diferitele elemente constructive ale amortizoarelor hidraulice telescopice existente, sînt indicate în tabelele 1 și 2.

Legătura dintre diametrul pistonului d (diametrul interior al cilindrului principal) și greutatea totală a automobilului G_a este prezentată în fig. 4. Prin

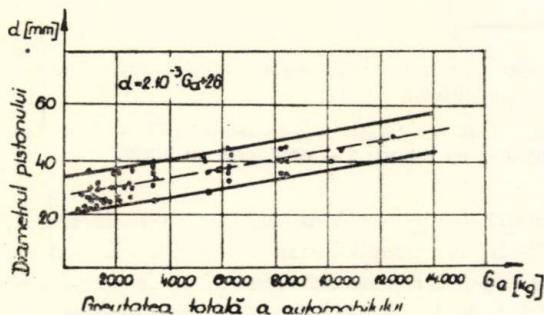


Fig. 4. Dependența dintre greutatea totală a automobilului și diametrul pistonului amortizorului telescopic.

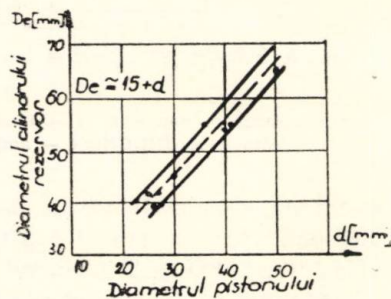


Fig. 5. Dependența dintre diametrul exterior al cilindrului rezervor D_e și diametrul pistonului de amortizor d .

urmare diametrul pistonului se poate alege cu ajutorul relației (1), care reprezintă ecuația dreptei trasate cu linie întreruptă în fig. 4:

$$d \approx 2 \cdot 10^{-3} \cdot G_a + 26 \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

Cu ajutorul figurii 5 și a relației (2) se determină diametrul exterior al cilindrului rezervor D_e în funcție de diametrul pistonului d :

$$D_e \approx d + 15 \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

Diametrul exterior al cilindrului rezervor este un element constructiv important al amortizorului telescopic; acesta trebuie să fie destul de mic datorită următoarelor considerații: existența unui rezervor mare înrăutățește um-

plerea cilindrului principal în timpul cursei de tracțiune; mărirea rezervorului conduce la mărirea greutății amortizorului respectiv.

Într-o lucrare anterioară a autorilor*) s-a stabilit (pe baza datelor statistice) următoarea relație de legătură între diametrul tijei pistonului d_t și diametrul pistonului d :

$$d_t = 0,26 \cdot d + 5,8 \quad [\text{mm}], \quad (3)$$

care corespunde în domeniul de existență cu relația indicată de cercetătorul A. D. Derbaremdiker [2]:

$$d_t = (0,4 \div 0,5) d \quad [\text{mm}]. \quad (4)$$

Tabelul 1

Automobilul	Greutatea totală Ga [kg]	Diametrul pistonului d [mm]	Automobilul	Greutatea totală Ga [kg]	Diametrul pistonului d [mm]
MICROAUTOMOBILE			AUTOCAMIOANE		
ZAZ-695	965	30(35)	MZMA 430 furgonetă	1350	30
Izetta, 1956	485	22	Ostin-Gepsi, 1958	2040	50,8
Gogomobil, 1956	500	22	GAZ-69	2185	30
Fiat, 500, 1957	700	27	UAZ-450 furgonetă	2643	30
Zundap, Ianus, 1957	730	22	TV-4 furgonetă	2650	33
Lleid 600, 1956	830	22	Opel-Blitz, 1956	3273	25,4
BMW 600, 1958	840	27	GAZ-62	3450	40
Fiat 600, 1956	926	27	GAZ-52	5300	40
Renault-Dauphine 1957	962	36 ²⁾	SR-131	5800	40
AUTOTURISME			Ford-500, 1956	5320	41,28
Volswagen-karmen 1958	1110	27	Dodge-129, 1956	5320	35
Fiat-600, Multipla	1176	Fața 32 Spate 27	Chevrolet 5700, 1956	6190	41,28
Skoda 440, 1956	1210	26	Ford-köln, 1956	8200	40
Goliath, 1957	1220	27	ZIL-164	8200	40
Warthburg, 1957	1250	27	Dodge T, 1956	8350	41,28
MZMA-407	1294	30	SR-113	8670	40
Lancia-Aurelia 1956	1470	40	Autobuz TV-7 ³⁾	8700	45
Chevrolet-Corvert 1957	1500	25,4	Chevrolet-Viking	8933	41,28
Opel-Olimpya, 1956	1530	25,4	ZIL-157	1090	40
Opel-Kapitan, 1950	1660	25,4	Mercedes 322	10625	30
BMW-502, 1956	1820	36	Autobuz TV 2U ³⁾	11500	50
M-21 Volga	1835	30	MAZ-200	13275	50
Borgward 2400, 1958	1900	27	Mercedes 338	14090	30
Ford K, 1956	2030	25,4			
Tatra 603, 1957	2035	Fața 26 Spate 36			

1) Majoritatea datelor au fost luate din lucrarea [16], pag. 133—137.

2) Amortizor cu un singur cilindru.

3) Prototip.

*) „Cu privire la calculul amortizoarelor hidraulice telescopice”, Lucr. științifice, I. P. Bv., Fac. de mecanică, Vol. VI. 1964, 75—107.

Parametrii de amortizare. Parametrii de amortizare la un amortizor hidraulic telescopic sînt [5]: forța maximă de amortizare P_{cr} la cursa de tracțiune, respectiv compresiune, adică forța de amortizare corespunzătoare vitezei critice; viteza critică V_{cr} , la care se deschid supapele de descărcare; coeficientul de rezistență al amortizorului K.

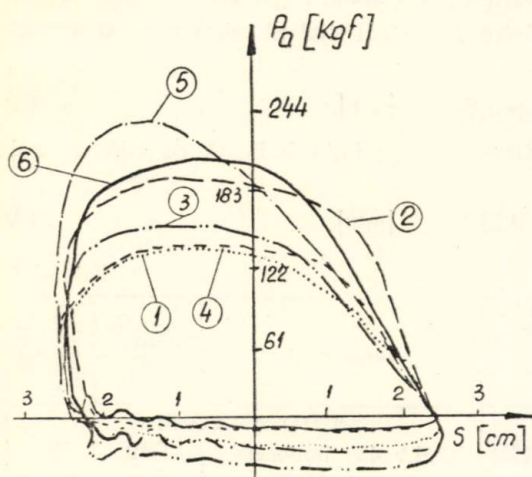


Fig. 6. Exemple de diagrame P-S înregistrate pe standul SPAT-162.

amortizoare de fabricație străină, iar în fig. 13 și 14 ale amortizorilor experimentale proiectate integral sau cu participarea colectivului de cercetare.

În tabelul 3 sînt indicați parametrii de amortizare ai acestor amortizoare,

Pentru determinarea acestor parametri, amortizoarele străine și cele românești (experimentale) au fost supuse încercărilor de laborator pe standul SPAT-162, la diferite curse. Cu ajutorul diagramelor P-S înregistrate (v. fig. 6) s-a construit apoi caracteristica externă de amortizare.

În fig. 7, 8, 9, 10, 11 și 12 sînt reprezentate caracteristicile externe, experimentale, ale uncr

Tabelul 2

Amortizorul	Diametrul pistonului d [mm]	Diametrul cilindrului rezervor De [mm]	Cursa tije [mm]	Greutatea g [kg]
Delco	25,4	42	220	1,69
Delco	41,3	56	230	2,92
Girling	25,4	43	225	1,77
Fichtel-Sachs	26	39	130	1,37
Fichtel-Sachs	36	55	126	2,90
Fichtel-Sachs	45	65	200	4,60
RIV	27	42	130	1,44
Moscviți 402-Față	30	45	100	1,50
Moscviți 402-spate	30	45	201	2,20
Dodge	35	58	185	3,06
Dodge-T.	35	58	222	3,17
ZIL-164	40	54	210	3,23
Ford-Mercury	41,3	56	177	3,27
Gabrielle	41,3	55	180	2,83
MKZ-T-50	50	70	270	6,60

OBSERVAȚIE : Datele au fost luate din lucrarea [16].

determinați după caracteristicile externe (experimentale), obținute pe standul SPAT-162, la laboratorul catedrei de organe de mașini din Institutul politehnic Brașov.

Tabelul 3

Amortizorul	Forțele maxime la viteza critică		Viteza critică		Coeficientul de rezistență	
	P_r [kgf]	P_c [kgf]	V_{cr_r} [m/s ²]	V_{cr_c} [m/s ²]	K_r [$\frac{\text{kgf s}^2}{\text{m}^2}$]	K_c [$\frac{\text{kgf s}^2}{\text{m}^2}$]
Fichtel-Sachs T 45 × 265 hA	210	≈ 40	0,24-0,25	0,23-0,24	3500	729
Standard d = 38 mm	150	≈ 25	0,13	0,13	8900	1480
Fichtel-Sachs Tdz 35 × 180	110	≈ 20	0,2	0,2	2750	500
Fichtel-Sachs T 36 × 250	290	—	0,35-0,36	0,35-0,36	2300	—
Fichtel-Sachs S 30 × 200	190	25	0,25	≈ 0,25	3040	400
Fichtel-Sachs T 45 × 218 A	140	50	0,26	0,27	2070	687
Fichtel-Sachs TV 36 × 180	700	≈ 50	0,22	0,22	1475	1040
ZIL (MKZ)	175—180	≈ 40	0,26	0,26	2620	592
Chevrolet-Viking Suspensie față	170	50	0,26	0,26	2520	740
Chevrolet-Viking Suspensie spate	160	≈ 25	0,32	0,32	1565	245
Mercedes 338						
Fichtel-Sachs S 30 × 206 A	175	≈ 25	0,22	0,22	3650	522
Mercedes 322						
Fichtel-Sachs S 30 × 215	210	40	0,25	0,25	3360	640
Fichtel-Sachs (prototip TV-7)	350	—	0,31	—	3650	—
Fichtel-Sachs (prototip TV-21)	350	—	0,25	—	5600	—
SR-113 (prototip)	540	90	0,34	0,34	4700	784
SR-131-B (prototip varianta I)	350	80	0,26	0,26	5200	1180
SR-131-B (prototip varianta II)	450	85	0,25	0,25	7220	1360
TV-7 (prototip-variantă)	≈ 320	≈ 80	0,21	0,21	7290	1820
TV-7 (prototip-variantă)	≈ 440	≈ 110	0,23	0,23	1063	266

Din analiza rezultatelor încercărilor efectuate asupra amortizoarelor de fabricație străină, rezultă că acestea au caracteristica externă progresivă, de formă pătratică, excepție făcând amortizoarele autocamionului Chevrolet-Viking (v. fig. 10) produse de firma Delco (S.U.A.) care au caracteristica regresivă. Rezultă de asemenea că forțele maxime de amortizare la viteza critică au o valoare

mică. Singura explicație posibilă ar fi că determinarea teoretică a parametrilor de amortizare, pentru aceste amortizoare, s-a făcut plecînd de la condițiile circulației automobilelor pe drumuri bune.

Valoarea vitezei critice V_{cr} (adică viteza la care intră în funcțiune supapele de descărcare a variat la majoritatea amortizoarelor în limitele $0,2 \div 0,4$ m/s, ceea ce corespunde recomandărilor date de A. D. Derbaremdiker [2] cu privire la alegerea vitezei critice. După cum rezultă însă din fig. 7 la încercarea amortizorului Standard s-a obținut viteza de deschidere a supapei de 0,13 m/s. Valori sub 0,2 m/sec. a obținut și I. B. Skinder (v. lucrarea [17]) la încercările unor amortizoare străine. Acest fapt vine să confirme părerea colectivului nostru, exprimată în lucrările anterioare (v. [5] și [8]) că viteza critică V_{cr} trebuie aleasă pentru fiecare automobil în parte, în funcție de tipul suspensiei și confortabilitatea pe care dorim să o obținem.

În fig. 12 și 14 sînt indicate caracteristicile externe, experimentale ale unor amortizoare prototip destinate să echipeze suspensia față a autobuzului de capacitate medie TV-7. Amortizorul a cărui caracteristică este redată în fig. 12 a este produs de firma Fichtel-Sachs, iar cel din fig. 14 este o variantă a amortizorului proiectat de colectivul nostru. După cum se poate vedea, amortizorul Fichtel-Sachs se caracterizează în general prin forțe de amortizare mai mici, ceea ce ar însemna, poate o „autoapărare“ a firmei împotriva eventualelor ruperi posibile, dat fiind condițiile grele de exploatare ale acestor autobuze.

În fig. 13 sînt reprezentate caracteristicile unor amortizoare experimentale ale Uzinelor „Steagul roșu“ Brașov (proiectate cu participarea colectivului nostru) destinate să echipeze suspensia față a autocamioanelor SR-113 (curba 1) și SR-131 B, în două variante (curbele 2 și 3).

În procesul de funcționare amortizorul se încălzește ceea ce influențează foarte mult asupra parametrilor funcționali ai acestuia. Pe măsură ce crește temperatura lichidului, amortizorul își pierde din eficacitatea sa inițială de amortizare. Pentru a putea stabili cu cît trebuie să fie mărită forța de amortizare, obținută prin calcul, ca să corespundă (în condiții de exploatare) parametrilor și vitezei-critice date, s-au efectuat încercări de laborator pentru determinarea stării termice a amortizoarelor telescopice (v. lucrarea [11]). În urma acestor încercări s-a constatat că forța de amortizare se micșorează cu 20—35% la temperaturi pînă la 80—100°C (v. fig. 15 și 16). Prin urmare coeficientul de corecție de temperatură^{*}), al forței de amortizare, se poate considera

$$X = 1,2 \div 1,35 \quad (5)$$

Forța de amortizare, la amortizoarele de fabricație străină, scade mai puțin în funcție de temperatură (v. fig. 15) comparativ cu amortizoarele românești (v. fig. 16), datorită calităților superioare ale lichidului de amortizor întrebuințat.

Pentru a determina durata de funcționare și rezistența la oboseală a amortizorului prototip, proiectat la Institutul politehnic Brașov, s-au efectuat încercări de durată pe standul SPAT-162. Rezultatul acestor încercări este sinte-

*) Asupra acestui coeficient v. lucrarea [5].

tizat în graficul din fig. 17. Pentru comparație ar fi fost necesar să se efectueze încercări de durată și cu amortizoarele de fabricație străină. Nu s-au putut însă obține aceste date.

Studiind datele din literatura de specialitate străină, (v. lucrările [2] și [16]) care indică o durată de funcționare de cca. 1,5 până la $2 \cdot 10^6$ cicluri, putem

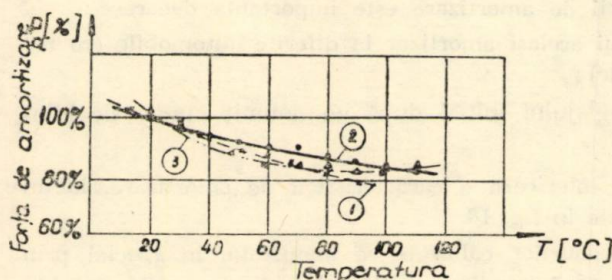


Fig. 15. Dependenta forței de amortizare de temperatură:

1 — amortizor Fichtel-Sachs T45 x 218 A; 2 — Amortizor Standard; 3 — amortizor Fichtel-Sachs S30 x 200.

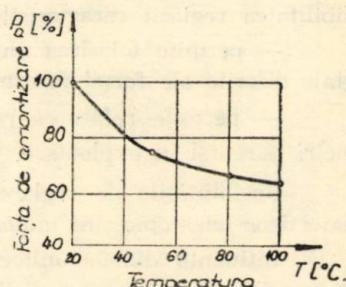


Fig. 16. Dependenta forței de amortizare de temperatură pentru amortizorul experimental TV-7.

considera rezultatele obținute ca satisfăcătoare. După $1,75 \cdot 10^6$ cicluri forța de amortizare, la amortizorul prototip TV-7, s-a micșorat cu cca. 26% față de valoarea inițială.

Influența elementelor constructive și a reglajului asupra caracteristicii de amortizare. Cercetările efectuate la laboratorul catedrei de organe de mașini au

mai avut scopul de a stabili dependența dintre diferitele forme ale diagramei P-S și stările tehnice corespunzătoare ale amortizoarelor.

Cunoscând această corelație se poate stabili, pentru fiecare caz în parte, reglajul necesar, pentru a aduce amortizorul la starea normală de funcționare.

Acest fapt prezintă

o importanță deosebită pentru factorii antrenați în exploatarea amortizoarelor hidraulice telescopice.

Încercările efectuate la laboratorul amintit au stabilit: importanța menținerii unui volum nominal de lichid în amortizor (chiar la fabricarea și repara-

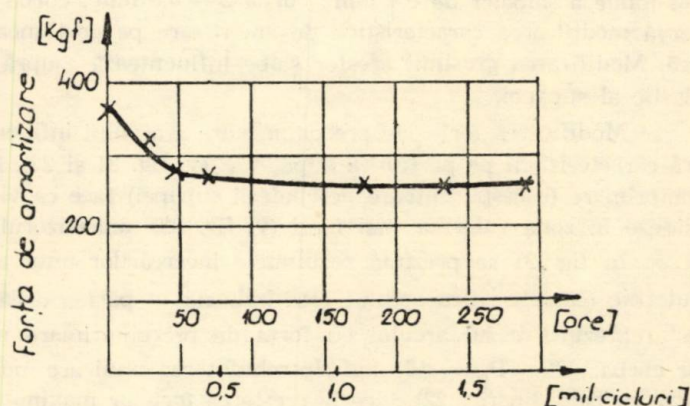


Fig. 17. Dependenta forței de amortizare de durata încercărilor pe banc, la amortizorul experimental TV-7.

rea acestora); influența șabei supapei de comunicare sau a șabei supapei de admisie, precum și influența arcului ce acționează asupra supapei de comunicare, asupra funcționării amortizoarelor hidraulice telescopice. Rezultatele acestor încercări au fost indicate în lucrarea [6].

Unul din avantajele importante ale amortizoarelor hidraulice telescopice îl reprezintă posibilitatea reglajului interior al caracteristicii de amortizare. Posibilitatea reglării caracteristicii de amortizare este importantă deoarece:

- permite folosirea unui același amortizor la diferite automobile (cu reglaje diferite ale forței maxime);

- permite refacerea reglajului inițial după un anumit număr de kilometri parcurși în exploatare.

Posibilitățile de reglare interioară a caracteristicii de amortizare, la un amortizor telescopic sînt indicate în fig. 18.

Influența dimensiunilor găurilor calibrate se manifestă, în special prin forma diferită a caracteristicii pînă la viteza critică V_{cr} (corespunzătoare deschiderii supapei). Acest lucru se poate vedea în fig. 19 unde curba 1 a fost realizată cu o șabă-drosel cu două găuri calibrate ($F_{gc}=18 \text{ mm}^2$), iar curba 3 — cu 4 găuri ($F_{gc}=36 \text{ mm}^2$). Prin mărirea suprafeței găurilor calibrate F_{gc} se mărește și valoarea vitezei pistonului la care se deschid supapele; în schimb forța de precomprimare a arcului corespunzătoare vitezei critice V_{cr} , rămîne aproximativ aceeași.

În fig. 20 se prezintă caracteristica de amortizare a unui amortizor la care s-a modificat numărul șabelor supapei de tracțiune (curba 1 corespunde grosimii totale a șabelor de 0,4 mm; curba 2 — 0,6 mm; curba 3 — 0,8 mm). Se observă modificarea caracteristicii de amortizare pe porțiunea de după viteza critică. Modificarea grosimii acestor șabe influențează asupra rigidității sistemului elastic al supapei.

Modificarea forței de precomprimare a arcului influențează în special asupra caracteristicii pe porțiunea după V_{cr} (v. fig. 21 și 22). Mărirea forței de precomprimare (corespunzătoare deschiderii supapei) face ca viteza critică să se deplaseze în zona valorilor mai mari (v. fig. 22), amortizorul devenind mai rigid.

În fig. 21 se prezintă rezultatele încercărilor unui amortizor cu arc mai puternic (caracteristica arcului este indicată în partea dreaptă a figurii); curba „a” reprezintă cazul arcului cu forța de precomprimare inițială $P_0=80 \text{ kgf}$, iar curba „b” — $P_0=105 \text{ kgf}$. Întrebuințarea unui arc mai puternic (v. comparativ curbele din fig. 22) duce la creșterea forțelor maxime P_{cr} .

Din analiza curbelor 1 și 2 din fig. 21 și 22 se desprinde aceeași concluzie cu privire la influența găurilor calibrate, ca și din analiza fig. 19.

Influența caracteristicii de amortizare asupra oscilațiilor masei suspendate a automobilului. Influența caracteristicii externe a amortizorului hidraulic telescopic asupra amortizării oscilațiilor masei suspendate s-a studiat cu ajutorul înregistrării oscilațiilor libere ale suspensiei autocamioanelor S.R.

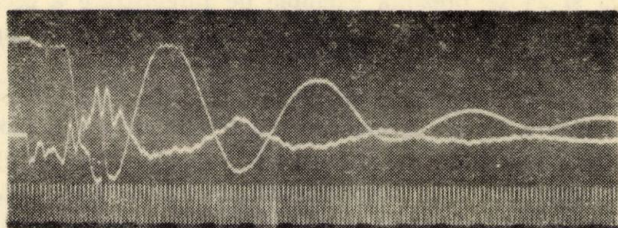


Fig. 23 a

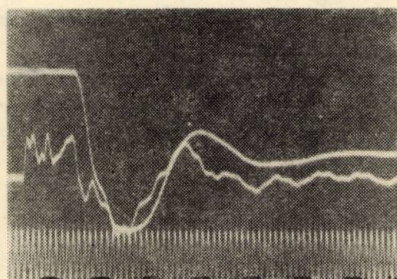


Fig. 23 b

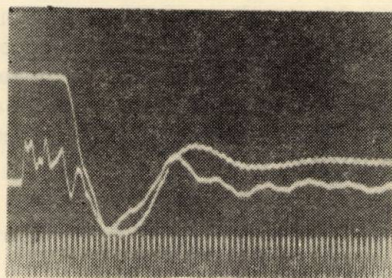


Fig. 23 c

Oscilograma oscilațiilor libere ale suspensiei autocamionului SR-131-B
(înălțimea de trântire 15 cm):

a — încărcat fără amortizor; b — încărcat cu amortizor varianta I; c — încărcat cu amortizor varianta II; 1 — curba deplasărilor; 2 — curba accelerațiilor; 3 — baza de timp.

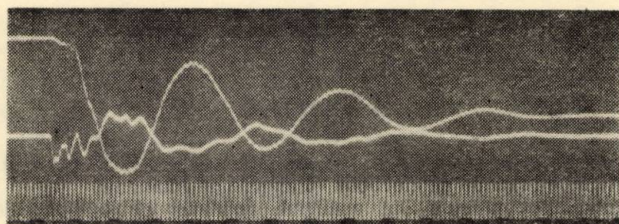


Fig. 24 a

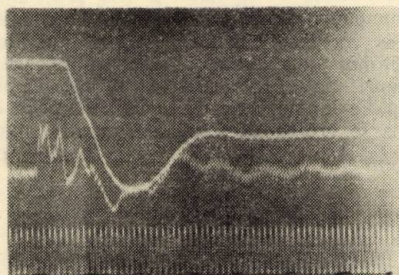


Fig. 24 b

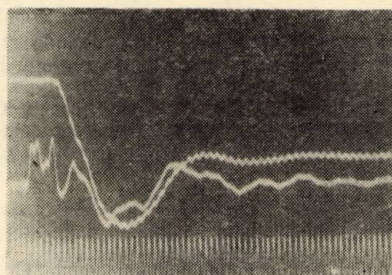


Fig. 24 c

Oscilograma oscilațiilor libere ale suspensiei autocamionului SR-131-B
(înălțimea de trântire 5 cm):

a — încărcat fără amortizor; b — încărcat cu amortizor varianta I; c — încărcat cu amortizor varianta II; 1 — curba deplasărilor; 2 — curba accelerațiilor; 3 — baza de timp.

În fig. 23 și 24 se prezintă exemple de înregistrare a oscilațiilor libere ale suspensiei față de la autocamionul S.R.-131-B*) în cazul trîntirii de la înălțimea de 15 cm și respectiv 5 cm.

Încercările au fost efectuate cu și fără amortizor, amortizorul fiind executat în două variante. Datele încercărilor au fost totalizate în tabelul 4.

Din analiza curbelor din fig. 23 și 24 și a datelor din tabelul 4, rezultă că introducerea de amortizoare în suspensia automobilelor îmbunătățește simțitor confortabilitatea acestora (micșorînd valoarea accelerațiilor maxime). De exemplu, introducerea amortizorului varianta I (v. curba 2, fig. 13) în suspensia autocamionului S.R.-131-B, micșorează accelerațiile maxime cu cca. 37%, iar amortizorul varianta II (v. curba 3, fig. 13) cu cca. 25%.

Se poate afirma deci, că nu totdeauna montarea unor amortizoare mai puține îmbunătățește confortabilitatea, pentru fiecare tip de automobil în parte existînd o caracteristică optimă de amortizare care conduce la un confort optim de călătorie.

Concluzii

Prezenta lucrare aduce contribuții originale în următoarele probleme :

- alegerea dimensiunilor constructive principale în procesul de proiectare, pe baza relațiilor empirice stabilite în această lucrare ;
- stabilirea posibilităților și a limitei maxime de reglare interioară a caracteristicii de amortizare, la amortizoarele hidraulice telescopice.

Résumé

L'ouvrage présente les résultats de l'étude effectuée en 1965, sur certains amortisseurs hydrauliques télescopique de productions étrangère et roumaine.

Les recherches des auteurs ont confirmé certaines affirmations de la littérature technique concernant la construction et le fonctionnement des amortisseurs hydrauliques télescopiques et apportent quelques contributions originales à la solution des problèmes suivants : le choix des paramètres constructifs principaux sur la base de certaines relations empiriques obtenues par l'étude statistique des constructions existantes ce qui facilite le travail de projection ; le réglage intérieur optimum qui permet l'obtention des caractéristiques diverses sur le même type d'amortisseur, chose particulièrement importante autant dans le processus de fabrication (car il simplifie le problème de la typisation de la production des amortisseurs télescopiques) que dans le processus d'exploitation des automobiles, contribuant à refaire le réglage initial, après le parcours d'un certain nombre de kilomètres.

Резюме

В работе представляются результаты исследований проведённые в 1965 году, на нескольких гидравлических телескопических амортизаторов иностранного и румынского производства.

*) Prototip.

Tabelul 4

Automobilul	Situația de încărcare și existența amortizorului	h = 15 cm			h = 10 cm			h = 5 cm			Accelerația maximă a_2 [m/s ²]	Micșorarea acelerației a_2 (h = 15 cm) %	Micșorarea acelerației a_2 (h = 5 cm) %
		Amplitudinile maxime (succesive) ale accelerațiilor [m/s ²]											
		a_2	a_3	a_4	a_2	a_3	a_4	a_2	a_3	a_4			
Autocamion 5 t $Cs_1 = 130 \text{ kgf/cm}$ $Gs_1 = 1600 \text{ kg}$	Descărcat fără amortizor	15,2	13,43	11,77	14,11	13,25	11,48	13,33	12,55	9,81	15,2	—	—
	Descărcat cu amortizor	9,02	4,12	1,668	7,26	3,04	0,981	5,30	2,355	0,588	9,02	58,5%	40%
	Încărcat fără amortizor	12,85	10,9	9,12	12,45	10,6	8,73	10,9	7,85	6,86	12,85	—	—
	Încărcat cu amortizor	9,61	6,86	2,55	9,12	6,47	2,36	8,82	5,10	2,06	9,61	74,6%	81%
Autocamion 3 t $Gs_1 = 1610 \text{ kg}$ $Cs_1 = 75 \text{ kgf/cm}$	Descărcat fără amortizor	14,31	12,16	10,0	12,75	11,57	8,24	11,0	9,42	5,0	14,31	—	—
	Încărcat fără amortizor	12,43	10,4	5,30	9,61	8,05	4,90	7,85	6,08	3,63	12,43	87,5%	71,5%
	Încărcat cu amortizor I	9,02	3,63	1,665	6,27	2,75	1,275	4,22	1,76	—	9,02	63%	38,4%
	Încărcat cu amortizor II	10,7	4,12	—	8,63	2,84	—	5,88	2,45	—	10,7	75%	53,5%

Исследования авторов подтвердили указания специальной литературы относительно конструкции и работы гидравлических телескопических амортизаторов и приводят некоторые оригинальные точки зрения касающийся следующих вопросов: выбор основных конструктивных параметров на основе эмпирических формул полученных с помощью статистического анализа существующих конструкций, что облегчит работы проектирования; оптимальная внутренняя регулировка которая обеспечить получение различных характеристик на одном и том же амортизаторе, что особенно важно как в производственном процессе (потому что упрощает вопрос унификации телескопических амортизаторов) так и в эксплуатации автомобилей, поскольку даёт возможность восстанавливать первоначальную регулировку после прохождения определённого пробега.

Bibliografie

1. BEISSBARTH H. „Prüfung von Stossdämpfern an Kraftfahrzeugen“, ATZ, Nr. 10, 1958, 294-295.
2. DERBAREMDIKER A. D.: „Ispitanie konstrukcii i izucenie raboti teleskopiceskih amortizatorov“, Trudi VNTS po podveskam avtomobilei, NAMI, 1959, Sb. I, 154—176.
3. DERBAREMDIKER A. D.: „K voprosu ob avtomaticeskom regulirovanii soprotivlenia amortizatora“, Avtomobilnaia promišlenost, Nr. 11, 1964, 18—22.
4. DINCA FL. și colectiv: „Oscilațiile sistemelor viscoelastice. Studiul oscilațiilor nelinulare ale autovehiculelor cu aplicație la proiectarea amortizoarelor hidraulice“. Protocol IMA, 1965.
5. DRĂGHICI I., ALEXANDRU P., JULA A.: „Nomografierea calculului amortizoarelor hidraulice telescopice“, Lucrări științifice, I. P. Bv., Fac. de mecanică, vol. VII, 1965, 371—388.
6. DRĂGHICI I.: „Determinarea stării tehnice și reglarea amortizoarelor telescopice auto în exploatare“, Rev. transporturilor, Nr. 9, 1964, 386—391.
7. DRĂGHICI I., JULA A., ALEXANDRU P., RADULESCU C.: „Încercarea amortizoarelor hidraulice telescopice indigene“. Lucrări științifice, I. P. Bv., Fac. de mecanică, vol. VII, 1965, 355—370.
8. DRĂGHICI I., JULA A., ALEXANDRU P.: „Asupra alegerii tipului de amortizor pentru automobile indigene“. Lucr. științifice, I. P. Bv., Fac. de mecanică, vol. VII, 1965, 341—354.
9. DRĂGHICI I.: „Contribuții la studiul confortabilității autocamioanelor românești“. Construcția de mașini, Nr. 12, 1965, 676—683.
10. DRĂGHICI I., MACARIE V.: „Amortizoare hidraulice telescopice auto“, I. D. T., 1965, (31—1870).
11. HOFFMAN V., DRĂGHICI I., VEȘTEMEANU N., EPUREANU M. „Cercetări asupra stării termice a amortizoarelor hidraulice telescopice“. Comunicare la sesiunea științifică republicană. — CONSTRUCȚIA, FABRICAREA ȘI EXPLOATAREA AUTOVEHICULELOR — Brașov, 16—18 dec., 1965.
12. DRĂGHICI I., MACARIE V.: „Întreținerea și repararea amortizoarelor telescopice românești“, Rev. transporturilor, Nr. 4, 1966.
13. HOFFMAN H. I.: „Wirksamkeit von Stossdämpfern am Fahrzeug“, VDI-Berichte, Nr. 35, 1959, 73—81.
14. PANFILOV V. T., DERBAREMDIKER A. D.: „Teleskopiceskie amortizatori dlia avtomobilei otecestvenogo proizvodstva“, Avtomobilostroenie 1961, Nr. 2, 11—21.
15. RUSSO-FRATTASI, A.: „Contributo alla determinazione di migliori caratteristiche per gli ammortizzatori degli autobus urbani“, ATA, 1964, Nr. 10, 679—686.
16. SKINDER I. B., LIEPA I. A.: „Razrabotka tipovoi konstrukcii teleskopiceskih amortizatorov dlia otecestvenih avtomobilei“. Trudi VNTS po podveskam avtomobilei, NAMI 1959, Sbl, 131—154.
17. SKINDER I. B.: „Konstrukcii Sovremenih teleskopiceskih amortizatorov“, Avtomobilnaia promišlenost, Nr. 8, 1961, 21—26.

SUPRAALIMENTAREA MOTOARELOR DIESEL DE MICĂ PUTERE PENTRU TRACTOR

Şef. lucr. ing. D. ABAITĂNCEI

Asistent ing. T. NAGY

Asistent ing. C. SĂLAJAN

Asistent ing. F. TĂNASE

Introducere

Perfecţionarea şi dezvoltarea motoarelor Diesel pentru tractor urmăreşte mărirea continuă a puterii, economicităţii şi durabilităţii acestora.

Creşterea puterii motorului după cum rezultă din expresia

$$P_e = K \cdot i \cdot n_a \cdot D^2 \cdot W_m \cdot p_e \quad [C. P.] \quad (1)$$

poate fi obţinută atât prin variaţia parametrilor constructivi (numărul de cilindri — i , dimensiunile geometrice — D , numărul de curse active — n_a) cât şi prin forţarea parametrilor procesului de funcţionare (presiunea medie efectivă — p_e şi viteza medie a pistonului — W_m).

Rezultate importante în ceea ce priveşte creşterea puterii se obţin prin mărirea presiunii medii efective p_e , prin supraalimentare, adică prin mărirea cantităţii de aer introdusă în cilindru în scopul arderii unei cantităţi sporite de combustibil. Totodată trebuie avut în vedere că prin supraalimentare are loc o creştere a presiunii gazelor şi a căldurii evacuate prin răcire, deci a solicitărilor mecanice şi termice.

În ultimul timp există tot mai mult tendinţa de a supraalimenta motoarele Diesel de tractor prin turbocompresoare ca unul din mijloacele eficace de ridicare a indicilor tehnico-economici ai motorului. Dacă motorul supraalimentat derivă dintr-un motor de bază de serie cu aspiraţie normală apar avantaje importante referitoare la obţinerea economică a unor motoare diversificate din punct de vedere al performanţelor.

În legătură cu cele arătate mai sus, un motor supraalimentat pe baza motorului D-103, fabricat în ţara noastră, şi-ar găsi raţiunea aplicării lui la tractoarele pe şenile care necesită un motor de putere mărită.

În lucrare se analizează diferite probleme legate de supraalimentarea motoarelor de tractor, prezentându-se unele rezultate obţinute la încercările la aplicarea acestui procedeu pentru motorul D-103.

1. Procedeu de supraalimentare

O soluție rațională pentru obținerea aerului comprimat necesar supraalimentării o constituie folosirea unei părți din energia gazelor arse evacuate, realizându-se supraalimentarea prin turbocompresor, metodă care se aplică pe larg. Aproximativ peste 70% din motoarele Diesel cu supraalimentare fabricate utilizează acest procedeu [1]. Din numeroasele posibilități de realizare a supraali-

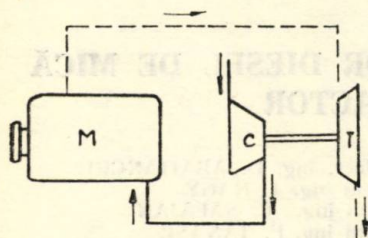


Fig. 1. Schema supraalimentării cu turbocompresor

mentării prin turbocompresor, interes parțic pentru supraalimentarea motorului Diesel de tractor, reprezintă schema în care legătura între grupul turbocompresor și motor se realizează prin gazele de evacuare (fig. 1). Unul din principalele avantaje ale acestui sistem îl constituie reglarea automată a presiunii compresorului în funcție de încărcarea motorului. La astfel de motoare la toate regimurile de funcționare se obține automat raportul optim între viteza gazelor și viteza unghiulară a rotorului turbinei, în urma cărui fapt randamentul turbinei e mai ridicat decât la legătura mecanică cu motorul. Totodată construcția este mai simplă și mai compactă. Pierderile mecanice la motoarele cu legătură prin gaze sînt mai mici decât la motoarele cu legătura mecanică, în schimb pierderile de pompaj, evident sînt mai mari. De asemenea la aceste motoare presiunea limită de supraalimentare depinde de mărimea temperaturii și presiunii gazelor de evacuare, ceea ce limitează creșterea puterii motorului prin supraalimentare, față de motoarele cu legătura mecanică a turbocompresorului.

În concordanță cu cele arătate în cazul nostru s-a adoptat alimentarea prin turbocompresor acționat de gazele de evacuare, sau cum se mai obișnuiește supraalimentarea cu turbosuflantă.

Particularitățile ciclului de funcționare a acestui motor, în comparație cu motorul cu admisie normală, se pot observa din analiza diagramei $p-v$ (fig. 2).

După cum rezultă din diagramă, alimentarea cu turbosuflantă este mai avantajoasă decât alimentarea prin turbocompresor acționat mecanic, deoarece întreaga putere necesară pentru acționarea suflantei este obținută prin expansiunea prelungită a gazelor în turbină a cărui putere este proporțională cu su-

mentării prin turbocompresor, interes parțic pentru supraalimentarea motorului Diesel de tractor, reprezintă schema în care legătura între grupul turbocompresor și motor se realizează prin gazele de evacuare (fig. 1). Unul din principalele avantaje ale acestui sistem îl constituie reglarea automată a presiunii compresorului în funcție de încărcarea motorului. La astfel de motoare la toate regimurile de funcționare se obține automat raportul optim între viteza gazelor și viteza unghiulară a rotorului turbinei, în urma cărui fapt randa-

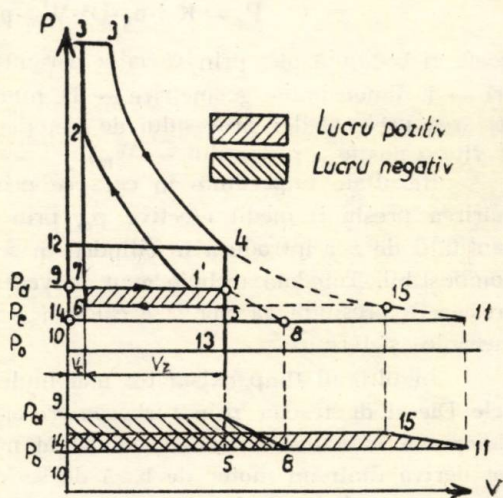


Fig. 2. Ciclul motorului Diesel supraalimentat

prafața 15 — 11 — 10 — 14 — 15. Teoretic s-ar putea folosi în turbină întreaga cădere de presiune $p_a - p_0$. Acest lucru nu este însă rațional deoarece dacă presiunea din tubulatura de evacuare este mai mare decât presiunea de alimentare, se înrăutățește mult randamentul volumetric și cresc temperaturile cilindrilor, pistonului chiulasei etc.

Puterea utilă a motorului, în cazul particular al supraalimentării prin turbosuflantă este determinată de ecuația :

$$P_e = P_i - P_c + P_s - P_p \quad (2)$$

unde P_i — puterea indicată (sup 1 — 1' — 2 — 3 — 3' — 4 — 1),

P_c — puterea consumată de suflantă (sup. 1 — 8 — 10 — 9 — 1),

P_s — puterea de spălare (1 — 5 — 6 — 7 — 1),

P_p — puterea necesară acționării agregatelor auxiliare.

Pentru motorul cu supraalimentare de tipul amintit condiția caracteristică principală o constituie corelația funcționării motorului cu turbocompresorul. Variația parametrilor unui agregat poate modifica caracteristicile motorului în funcție de cerințele impuse față de acesta. Astfel în cazul motorului de tractor este de dorit de a obține caracteristica de turație la o valoare mărită a cuplului spre zona turațiilor reduse, adică este necesar îmbunătățirea coeficientului de adaptabilitate. Asemenea rezultate se pot obține prin determinarea corectă a parametrilor turbosuflantei și a legii de variație a lor la funcționarea motorului după caracteristica externă. Pentru cazul analizat, condiția esențială o constituie, egalitatea lucrului mecanic al compresorului și al turbinei.

O meodă comodă pentru determinarea funcționării comune a motorului cu turbosuflantă la diferite regimuri este metoda grafo-analitică [2], care se bazează pe folosirea caracteristicii compresorului și a turbinei (figura 3). Cu ajutorul caracteristicii compresorului pen-

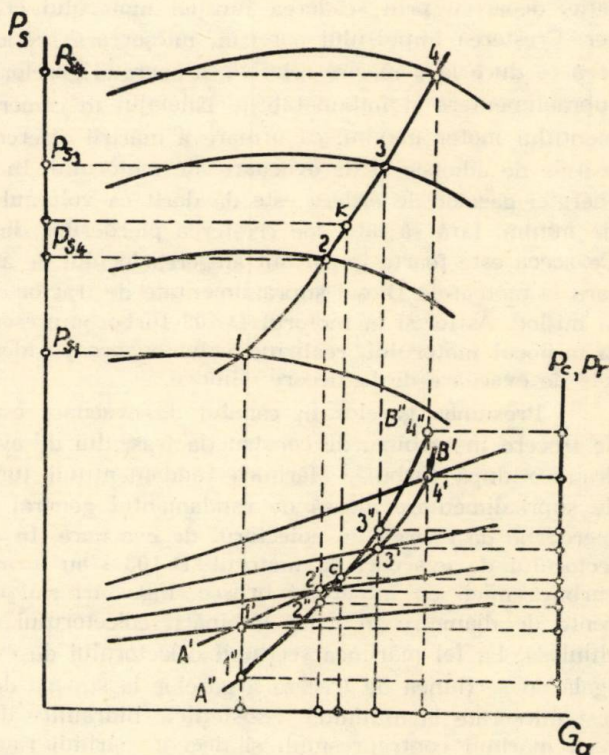


Fig. 3. Caracteristicile compresorului și curbele de consum ale aerului pentru motor.

tru fiecare regim din calcul se construiește curba de variație a puterii, necesare supraalimentării la diferite turații în funcție de randamentul și presiunea de supraalimentare; (curba A'—B'): de asemenea se construiește curba de variație a puterii dezvoltată de turbină pentru aceleași condiții (curba A"—B"). Punctul de intersecție (C) a acestor curbe determină regimul de funcționare comună a motorului cu turbosuflantă.

2. Particularități constructive ale instalației pentru schimbul de gaze

Utilizarea energiei cinetice a gazelor de evacuare la supraalimentarea motoarelor poate fi realizată la o presiune constantă sau variabilă înaintea turbinei, la un grad moderat de supraalimentare, care este caracteristic pentru motoarele Diesel de tractor. Sistemul de antrenare a turbinei cu gaze cu presiune variabilă are un avantaj mai mare față de sistemul cu presiune constantă (mai ales în cazul creării rezervei de moment motor). Sistemul cu presiune variabilă a gazelor asigură mai deplin variația debitului de aer pe ciclu după caracteristica de turație, deoarece prin scăderea turației motorului crește impulsul curentului de aer. Creșterea impulsului oarecum micșorează secțiunea de trecere din turbină, ceea ce duce la o mărire relativă, a energiei gazelor, ridică presiunea aerului de supraalimentare și îmbunătățește baleiajul în camera de ardere la regimul momentului motor maxim, ca urmare a măririi diferenței de presiune între colectoarele de admisie și de evacuare ale motorului. În scopul utilizării mai bune a energiei gazelor de ardere este de dorit ca volumul colectorului de evacuare să fie minim, fără să aibă loc creșterea pierderilor din energia cinetică a gazelor. De aceea este foarte important alegerea locului de așezare a turbocompresorului, care la motoarele Diesel supraalimentate de tractor de mică putere de obicei este la mijloc. Astfel și la motorul D-103 turbocompresorul a fost plasat deasupra și la mijlocul motorului, realizând volume aproape identice de destindere în canalele de evacuare de la fiecare cilindru.

Presiunea gazelor în canalul de evacuare este determinată de secțiunea de trecere în turbină, de construcția traseului de evacuare și de rezistențele hidraulice după turbină. Mărirea randamentului turbinei depinde de presiunea de supraalimentare aleasă de randamentul general al turbocompresorului și de pierderile de energie în colectorul de evacuare. În acest scop la proiectarea colectorului de evacuare la motorul D-103 s-au urmărit eliminarea razelor de curbă mici, cu întoarceri brusce, îngustări sau destinderi de secțiune, diferențe de diametre în locul îmbinării colectorului de evacuare cu canalul din chiulasă. La fel mărirea secțiunii colectorului de evacuare s-a luat aproximativ egală cu secțiunea de trecere a gazelor la supapa de evacuare. De asemenea au fost micșorate la minimum rezistențele hidraulice după turbină în scopul reducerii mărimii contrapresiunii și deci a mărimii randamentului turbinei.

Ridicarea greutății specifice a aerului prin supraalimentare este determinată nu numai de presiunea lui, dar și de randamentul compresorului și de eficiența răcirii intermediare. La scăderea randamentului compresorului crește temperatura aerului ce duce la reducerea greutății lui specifice. Influența randamentului compresorului este cu atât mai pronunțată cu cât gradul de compri-

mare este mai mare. În unele cazuri pentru a reduce temperatura aerului de supraalimentare, deci pentru a mări greutatea lui specifică se adoptă un sistem de răcire intermediar între compresor și cilindru. Ținând cont de complexitatea construcției instalației de răcire, de neconcordanța între eficacitatea răcirii și regimul de funcționare a motorului la toate turațiile și sarcinile, care în ultimă instanță în mod principal complică asigurarea caracterului necesar de variație a debitului de aer pe ciclu după caracteristica de turație și sarcină, la motoarele de putere mică nu se adoptă sistemul respectiv. Astfel la motorul D-103 având în vedere că și gradul de supraalimentare este mic ($p = 1,3 \text{ kgf/cm}^2$) nu s-a adoptat sistemul de răcire intermediar al aerului. Pentru a avea o temperatură cât mai mare a aerului de supraalimentare deja prin construcția motorului, adică prin așezarea colectorului de admisie în partea opusă colectorului de evacuare s-a putut micșora temperatura aerului de supraalimentare. Pe baza încercărilor efectuate chiar la regimurile cele mai grele temperatura aerului n-a depășit $60-65^\circ\text{C}$, iar la celelalte regimuri oscila în jurul a $30-35^\circ\text{C}$. Construcția filtrului de aer la fel a asigurat o pierdere minimă de presiune la supraalimentare, care n-a depășit cifra de 15 mm Hg la turația nominală a motorului.

De regulă colectoarele de evacuare de supraalimentare proiectate pentru motoarele cu funcționare cu gaze cu presiune variabilă chiar la un grad de supraalimentare mică permit a organiza baleiajul efectiv al camerei de ardere ce poate să ducă la ridicarea coeficientului de umplere a motorului cu 7—8%. În acest scop la motorul D-103 în vederea măririi eficacității baleiajului, ținând cont de tipul de cameră de ardere folosit, s-au urmărit vitezele de ridicare și coborâre ale supapelor, fapt ce a dus la creșterea cronosecțiunii în timpul baleiajului.

Asupra umplerii motorului și calității baleiajului o influență însemnată o are pulsația presiunii aerului în colectorul de admisie și valcarea contrapresiunii după supapa de evacuare. Pulsația presiunii aerului de supraalimentare este frecventă mai ales la motoarele cu un număr redus de cilindri (de exemplu patru) și la un volum insuficient al colectorului de admisie. În figura 4 se prezintă variația presiunilor în colectoarele de admisie și de evacuare la motorul D-170 la regimul de moment motor maxim [4].

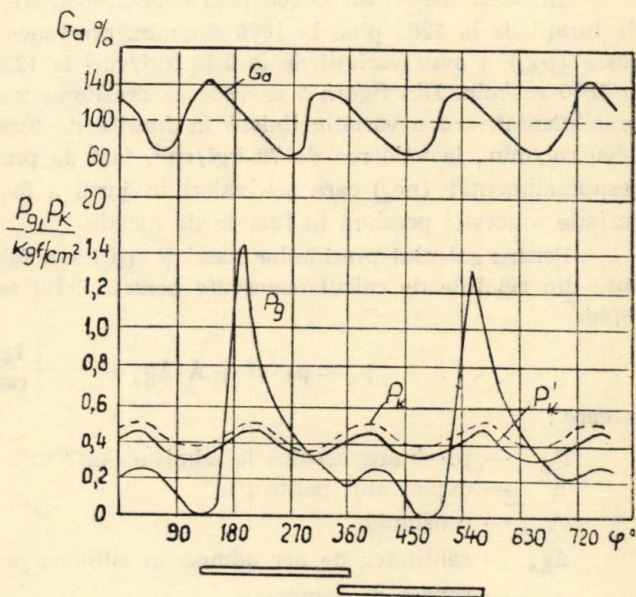


Fig. 4. Variația presiunii în colectorul de admisie și de evacuare a motorului D-170.

La un volum mic al colectorului de admisie oscilația de presiune este de 0,12 kgf/cm² la o valoare a presiunii de supraalimentare de 1,48 kgf/cm². Datorită oscilației de presiune a aerului compresorul lucrează în zonele mai joase ale randamentului și intră aer cu densitate mai mică, ceea ce înrăutățește umplerea motorului și reduce puterea lui. Pulsația de presiune poate provoca dozarea neuniformă a cilindrilor motorului cu aer, iar la o serie de regimuri de funcționare, închiderea supapei de admisie poate să coincidă chiar cu valoarea minimă a presiunii de supraalimentare în colectorul de admisie. De aceea în vederea măririi presiunii medii de supraalimentare este necesar a se mări volumul colectorului de admisie la maximum posibil, a se realiza cu minimum de coturi și strânguturi locale, care măresc rezistența traseului de admisie și în mod corespunzător reduc presiunea aerului înaintea cilindrului.

3. Solicitățile mecanice și termice

Prin supraalimentare se măresc atât solicitările mecanice cât și cele termice, ca urmare a creșterii presiunii maxime a gazelor și a căldurii evacuate prin răcire.

În cazul motorului D-103 prin supraalimentare cu turbosuflantă, în gama de turații de la 1200 pînă la 1800 rot/min. presiunea de supraalimentare la admisie (p_{As}) a avut variații de la 1,13 kgf/cm² la 1220 rot/min. la 1,28 kgf/cm² la 1800 rot/min. Din figura 5 se vede că presiunea maximă (p_{Cs}) la motorul supraalimentat, are o variație liniară în funcție de turație ajungînd la turația de 1800 rot/min., la valoarea de 70 kgf/cm², față de presiunea maximă la motorul nesupraalimentat (p_{Ca}) care are valori în jurul a 59,8 kgf/cm² fără a exista o variație a acestei presiuni în funcție de turație.

Pentru calculul presiunilor maxime (p_c) s-a folosit relația de mai jos dedusă din relațiile de calcul cunoscute pentru ciclul teoretic al motorului Diesel rapid.

$$p_c = p_A \cdot \varepsilon^n + A \cdot \Delta g_a \cdot \varepsilon \quad \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

în care :

p_A — presiunea aerului la admisie (kgf/cm²),

n — exponentul politropic,

A — constantă,

Δg_a — cantitatea de aer admisă în cilindru pe ciclu (kg/ciclu),

ε — raport de compresie.

După cum se vede din diagramă creșterea presiunilor maxime în cazul supraalimentării (p_{Cs}) este moderată atîngînd valori ce nu reclamă modificări dimensionale ale ambielajului, pentru motorul D-103 cu supraalimentare.

Limita pînă la care se poate urca supraalimentarea, este determinată în special de încărcarea termică a motorului în primul rînd, de temperatura chiu-lasei, a pistonului și a cilindrilor.

Caracteristicile unui motor [3] funcție de cantitatea de combustibil alimentat, la o turație constantă a motorului și la presiuni diferite de alimentare cu aer sînt arătate în fig. 6. Din această figură și din alte experimentări (la alte

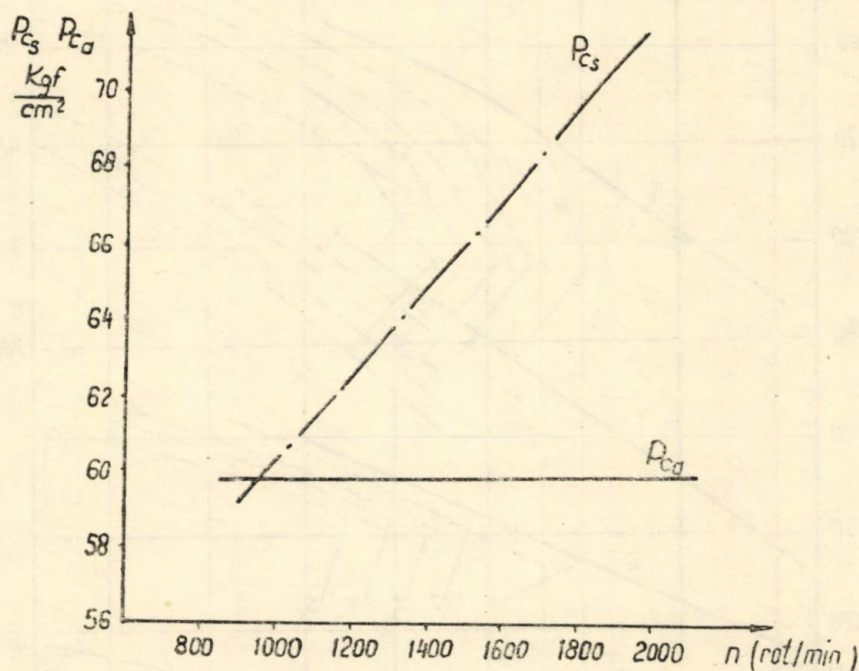


Fig. 5. Variația presiunii maxime pentru motorul cu admisie normală (a) și pentru motorul supraalimentat (b).

turații constante), rezultă că temperaturile cilindrului (T_c), a chiulasei (T_H) și a gazelor arse (T_e) sînt în principiu funcție lineară de cantitatea de combustibil debitată în motor la o cursă (Δg_a).

Pentru micșorarea temperaturii pieselor motorului se poate utiliza cu eficiență răcirea interioară, adică mărirea suprapunerii prin care se mărește și cantitatea de aer de alimentare care trece prin motor.

Acest tip de răcire a fost adoptat și în cazul motorului D-103 în care scop au fost mărite cronosecțiunile corespunzătoare baleiajului. Totodată prin construcția pistonului se poate realiza repartitia uniformă a cedării de căldură prin segmenti sau montarea pistonului. În unele cazuri evacuarea căldurii se poate obține cu ulei trimis prin presiune prin tija bielei.

Micșorarea temperaturii injectorului se poate obține prin îmbunătățirea transmisiei căldurii de la peretele injectorului la chiulasă sau la lichidul de răcire (figura 7) și micșorarea transmisiei de căldură de la gaze la injector prin micșorarea suprafeței lui care se introduce în camera de ardere.

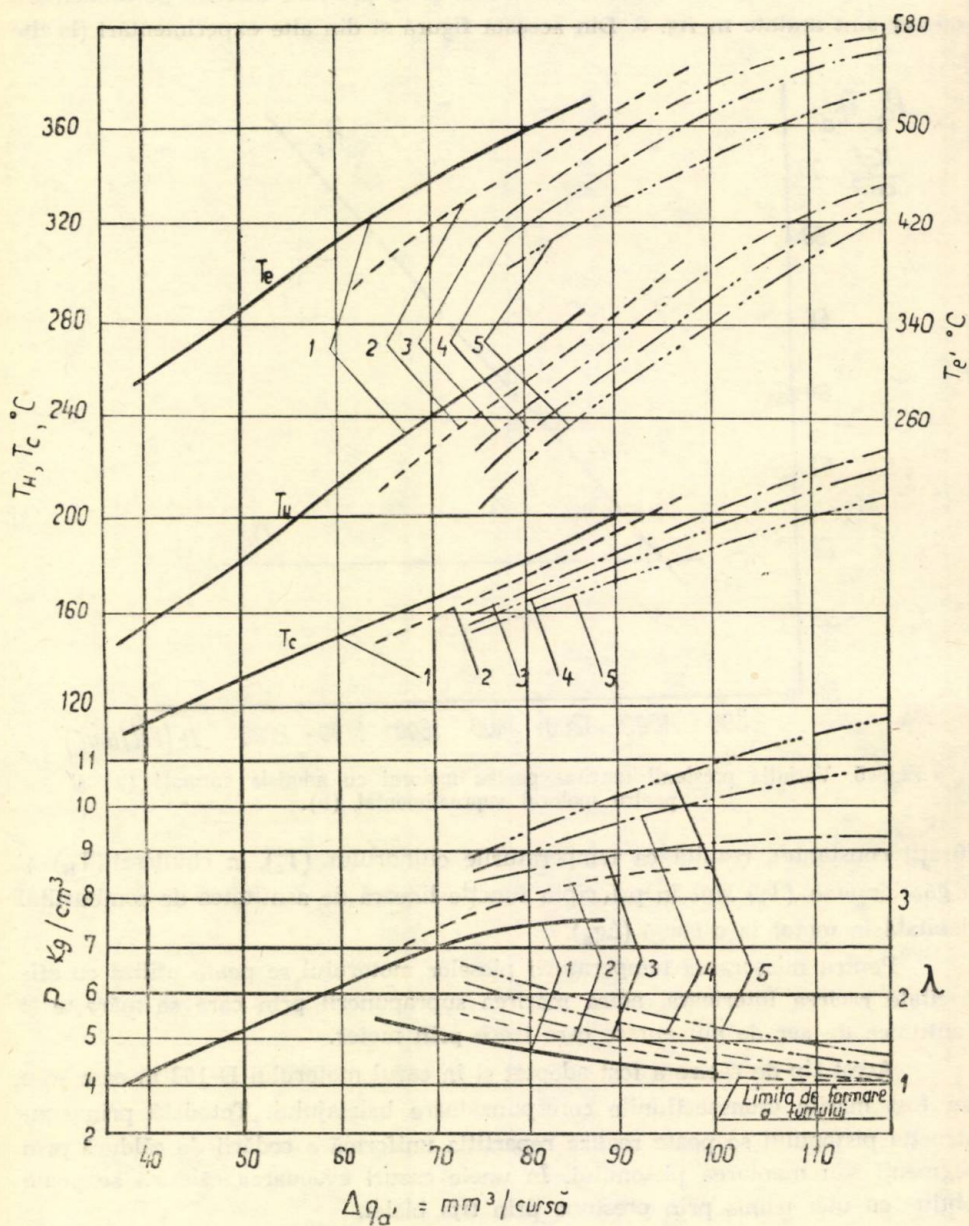


Fig. 6. Caracteristicile motorului pentru diferite presiuni de supraalimentare.

Rezultatele supraalimentării cu turbo-compresor a motoarelor Diesel de tractor

În ultimii ani, în construcția de motoare Diesel de tractor, supraalimentarea cu turbocompresoare are o aplicare tot mai mare. În practica supraalimentării motoarelor Diesel pentru tractoare se folosește așa-zisa supraalimentare la presiune scăzută care se face pentru presiuni de supraalimentare de cel mult $1,5 \text{ kgf/cm}^2$. Ținând seamă de avantajul pe care îl prezintă turbocompresorul compus dintr-o turbină radială centripetă fără coroană de ajutaje și un compresor centrifugal cu difuzor nepaletate la funcționarea motorului Diesel la sarcini și turații variabile, tipul sus-amintit de turbocompresor se utilizează cel mai mult la aceste motoare. Astfel și pentru supraalimentarea motorului D-103 s-a ales acest tip de turbocompresor cu o presiune de supraalimentare de $1,3 \text{ kgf/cm}^2$. La fel se utilizează acest tip de turbocompresor la motorul D-105 (S-1300) la motoarele Diesel produse în U.R.S.S. D-130, D-75, CMD-14, CMD-17, din S.U.A. la firma Katerpillar etc.

Din analiza datelor experimentale rezultă că la motoarele Diesel cu supraalimentare se obține o mărire considerabilă a puterii motorului, care de obicei este între 10—30% față de motorul de același tip, dar cu aspirație normală a aerului. Astfel, de exemplu la motorul D-103 a fost obținută o mărire a puterii de la 65 C.P. la 75 C.P., la motorul CMD-14 de la 75 C.P. la 85—90 C.P. La fel, ținând cont de legea variației a debitului de aer dată de compresor în funcție de caracteristica de turație a motorului se poate îmbunătăți și coeficientul de adaptabilitate a motorului prin creșterea momentului motor maxim.

De exemplu la motorul D-103 coeficientul de adaptabilitate este mărit de la 1,1 la 1,17 în urma supraalimentării.

Un avantaj deosebit prezintă motorul Diesel supraalimentat din punctul de vedere al economicității.

La toate tipurile de motoare se observă o reducere simțitoare a consumului specific de combustibil la toate regimurile de funcționare a motorului. Ast-

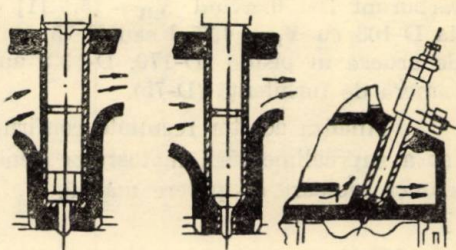


Fig. 7. Soluții constructive pentru răcirea pereților injectorului.

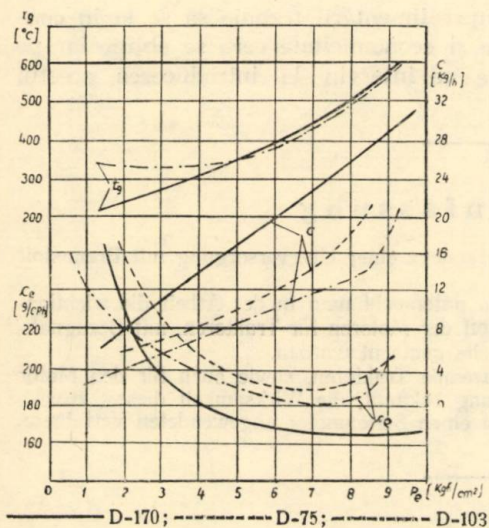


Fig. 8. Caracteristica de sarcină pentru motoare Diesel.

fel în figura 8 sint arătate caracteristicile de sarcină ale motoarelor Diesel supraalimentate D-170, D-75 și D-103 din care reiese funcționarea cu economicitate destul de mare a motoarelor la toate regimurile de funcționare în comparație cu motoarele cu aspirație normală. La fel din diagramă reiese că eficacitatea supraalimentării este legată din acest punct de vedere și de mărimea cilindreei motorului și de metoda de formare a amestecului carburant D-170 avînd $V_H=15,5$ [1] se obține o economicitate mai mare decît la D-103 cu $V_H=4,75$ l sau D-75 cu $V_H=7,5$ [1]. La fel motoarele cu camera de ardere în piston (D-170, D-103) au o economicitate mai mare decît cele cu cameră de turbilență (D-75).

Analiza acestor rezultate confirmă justetea folosirii într-un grad mai ridicat a supraalimentării motoarelor pentru tractor, ca mijloc eficace de obținere a unor motoare de putere mărită.

Concluzii

1. Avantajul supraalimentării se manifestă în special la motoarele care lucrează în majoritatea timpului la sarcina nominală, ceea ce justifică utilizarea acestui procedeu la motoarele de tractor.

2. Motoarele Diesel de putere mică și medie pentru tractor se pot supraalimenta fără dificultăți constructive importante.

3. Este avantajos să se utilizeze pentru motoarele de tractor, supraalimentarea cu turbosuflantă din punct de vedere al micșorării greutatei specifice și al consumului specific de combustibil.

4. Pentru aprecierea eficacității supraalimentării trebuie să se ia în considerație pe de o parte sporul de putere și economicitate care se obține iar pe de altă parte cheltuielile suplimentare ce intervin la introducerea acestui procedeu.

Zusammenfassung

In letzter Zeit besteht immer mehr die Tendenz einer Überversorgung mit Brennstoff der Dieselmotoren kleiner Leistung.

In Übereinstimmung mit diesem Streben untersucht man in der Arbeit die wichtigsten Aufgaben der Überversorgung mit Brennstoff der Motoren für Traktoren, mit Bezugnahmen auf den Motor D-103, für den die Versuche gemacht wurden.

Zum Schluss gibt man die für einige fremde Traktoren, sowie auch für den Motor D-103 erhaltenen Ergebnisse der Überversorgung bekannt, die Wirksamkeit dieses, zwecks Erlangung eines Motors grösserer Leistung, auf einen Serienmotor angewendeten Verfahrens hervorhebend.

Резюме

В последнее время существует тенденция наддува маломощных моторов Дизель.

В связи с этой тенденцией в работе рассматриваются вопросы наддува тракторных моторов, применительно к мотору Д-103 с которым были произведены испытания.

Показаны результаты наддува, полученные как для некоторых иностранных тракторов, так и для мотора Д-103. Указывается эффективность этого приёма, примененного к серийному мотору с целью создания мотора повышенной мощности.

Bibliografie

1. VASILESCU C. A. ŞI PIMSNER V.: *Supraalimentarea motoarelor Diesel*. Ed. tehnică 1965.
 2. DIACENKO N. H. ŞI COL.: *Teoria dvigatelei vnutrenevo sgorania*. Maşinostroenie 1965.
 3. ZALUD F.: *Supraalimentarea motoarelor Diesel răcite cu aer*. Motoare cu ardere internă. Culegere de material documentar. I. D. T. 1957.
 4. BONDARENKO K. F. şi COL.: *Gazoturbinii nadduv dizelei avtotraktornovo naznacenii b dvigatelei vnutrenevo sgorania*. "Maşinostroenie" 1965.
 5. PORTNOV D. A.: *Bistronadnie turboporşnevie dvigatelei s vosplameneniem ot spaşia*. Maşghiz 1963.
-

It is a pleasure to have you here, and we hope you will find the trip well worth the effort.

MEMORANDUM

TO: THE BOARD OF DIRECTORS
FROM: THE MANAGER
SUBJECT: REPORT ON THE PROGRESS OF THE WORK DURING THE YEAR 1900.
The work of the Board during the year 1900 has been characterized by a steady and consistent progress. The various projects which were undertaken at the beginning of the year have all been completed, and the results have been most satisfactory. The financial position of the company is strong, and the management has been able to maintain a high standard of efficiency throughout the year.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. VIII — 1966

Tehnologia construcției de mașini



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. VIII — 1966

The technology of mechanical engineering



BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mécanique

Tome VIII — 1966

Technologie de construction des machines



MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band VIII — 1966

Technologie des Maschinenbaues

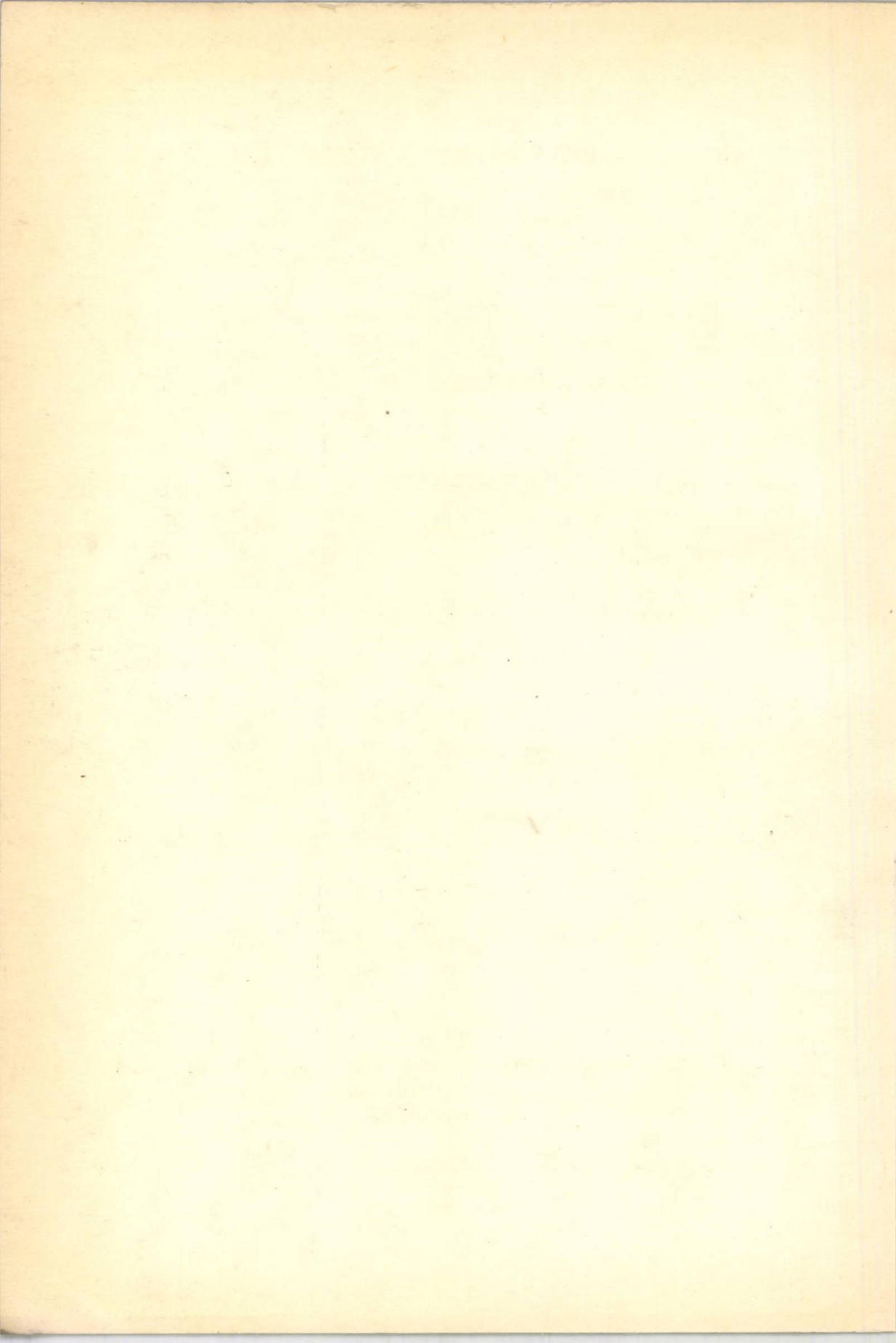


ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том VIII — 1966

Технология машиностроения



RIDICAREA CALITĂȚII RULMENȚILOR PRIN SUPERFINISAREA CĂILOR DE RULARE ALE INELELOR DE RULMENȚI*)

Prof. dr. doc. ing. **SILVIU CRIȘAN**

Șef lucrări ing. GHEORGHE SECARA

Condiția primordială pentru o bună funcționare a rulmenților este finisarea cât se poate de perfectă a căilor de rulare.

Experimental s-a dovedit că dacă un rulment cu calea de rulare finisată la clasa a 8-a de calitate lucrează în anumite condiții t ore, în aceleași condiții, un rulment cu calea de rulare finisată la clasa a 9-a, lucrează $2 \times t$ ore. Dacă calea de rulare este finisată la clasa a 10-a de calitate, acesta poate lucra $4 \times t$ ore. Pentru calea de rulare executată în clasa a 11-a de calitate durabilitatea devine $7 \times t$ ore, iar pentru clasa a 12-a $8 \times t$ ore.

Cercetările și experiențele executate în această direcție, au arătat de asemenea că durabilitatea rulmenților crește sensibil cu creșterea calității suprafețelor căilor de rulare pînă la clasa a 12-a de calitate, după care această creștere devine neînsemnată. De aici rezultă concluzia că rulmenții, respectiv căile de rulare ale acestora trebuie finisate, cel puțin la clasa 11—12 de calitate.

Realizarea acestei cerințe (calitate înaltă pentru suprafața căilor de rulare) precum și a condițiilor impuse de mersul liniștit (fără zgomot) al rulmenților în exploatare, au constituit obiectul cercetărilor noastre începînd din anul 1961.

Referatul prezentat la sesiunea tehnico-științifică a Uzinei „Rulmentul” din decembrie 1961 scoate în evidență unele aspecte ale metodei de superfinisare a căilor de rulare cu pastă abrazivă, întrebuințată de uzină în acea perioadă. Concluzia ce se desprindea era aceea că respectiva metodă nu poate să realizeze condițiile cerute unui rulment de bună calitate.

Lucrarea intitulată „Asupra metodelor de prelucrare definitivă a căilor de rulare ale rulmenților cu bile”, prezentată de autori la sesiunea de comunicări științifice din 5—6 mai 1962 a institutului nostru, analiza critic — pe baza rezultatelor încercărilor — toate metodele de prelucrare definitivă a căilor de rulare ale rulmenților cu bile, metode utilizate pînă la acea dată în industria constructoare de rulmenți.

*) Lucrarea a fost susținută în sesiunea științifică a cadrelor didactice I. P. Bv. din 5—6 decembrie 1965.

Astfel au fost studiate următoarele metode :

1. superfinisare cu pastă abrazivă,
2. superfinisare cu discuri de pîslă îmbibate cu praf abraziv,
3. superfinisare cu bandă abrazivă,
4. lustruire electrolitică.

Concluzia care s-a desprins a fost aceea că primele două metode sînt ne-satisfăcătoare din toate punctele de vedere. Metoda a treia și a patra în unele cazuri dau rezultate satisfăcătoare dar sînt neeconomice.

Cu această ocazie au fost executate încercări de superfinisare și cu cor-puri abrazive rigide, după o metodă propusă de autori. În urma acestor ex-periențe lucrarea remarcă faptul că superfinisarea executată cu corpuri abrazive rigide cu liant organic și diferite inserții a dat cele mai bune rezultate. Prin această metodă au fost atinse grade de calitate a suprafeței de clasa 11, conco-mitent cu respectarea celorlalte condiții, (precizia profilului, ondulații etc.), lucru ce nu se poate obține cu celelalte metode. Lucrarea susținută de autori la sesiunea științifică de comunicări a I. P. Brașov din februarie 1964, intitulată „Prelucrarea definitivă a căilor de rulare ale rulmenților cu bile, prin superfi-nisare cu discuri abrazive“, propunea ca metodă industrială de obținere a cali-tății cerută de căile de rulare ale rulmenților cu bile, superfinisarea cu discuri abrazive.

Cu această ocazie s-au făcut încercări paralele după trei metode, și anume :

1. după metoda superfinisării prin vibronetezire cu corpuri abrazive,
2. după metoda superfinisării cu corpuri abrazive bazată pe principiul honuirii,
3. după metoda superfinisării cu discuri abrazive rigide bazată pe princi-piul rectificării, metodă propusă și dezvoltată de autori.

Schemele de lucru ale acestor metode sînt redată în fig. 1 și 2 pentru prima metodă, în fig. 3 și 4 pentru metoda a doua și în fig. 5 și 6 pentru metoda a treia.

După cum reiese și din schemele de lucru, aceste metode se întrebuițează astfel ; prima metodă la superfinisarea căilor de rulare ale rulmenților cu role conice iar a doua și a treia pentru căile de rulare ale rulmenților cu bile.

Rezultatele obținute au fost cuprinse în clasa 12—13 de calitate pentru metoda 1, în clasa 10—11, pentru metoda a doua (care se întrebuițează actual-mente la Uzina „Rulmentul“), și în clasa 12—13 pentru metoda a treia propusă de autori.

Bazați pe aceste rezultate, în prezenta lucrare se analizează influența dife-riților factori asupra calității suprafeței căilor de rulare, realizată după metoda superfinisării cu discuri abrazive rigide.

În această direcție a fost cercetată influența următorilor factori, asupra calității suprafeței :

- influența forței de apăsare a discului pe calea de rulare,
- influența granulației discului abraziv,
- influența durității discului abraziv.

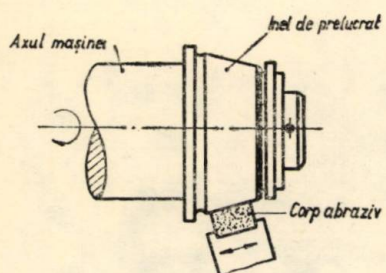


Fig. 1

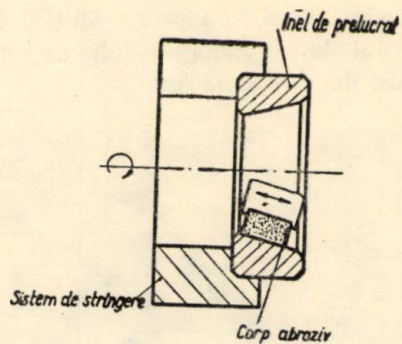


Fig. 2

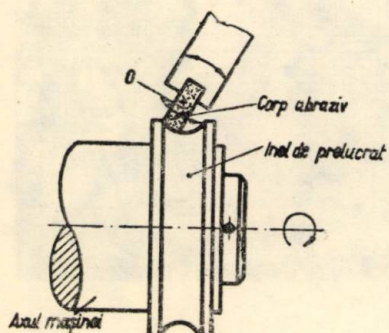


Fig. 3

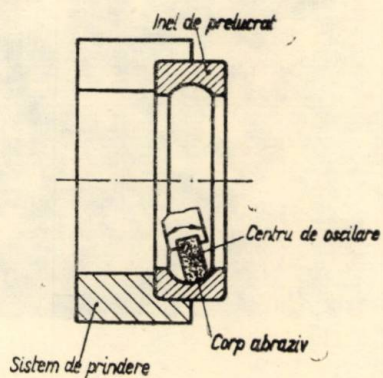


Fig. 4

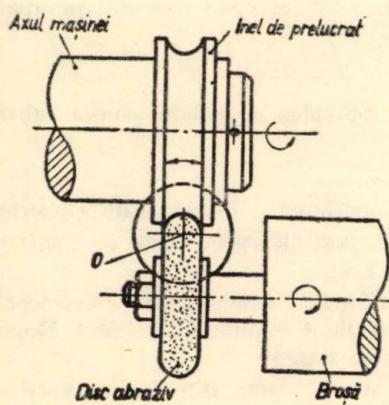


Fig. 5

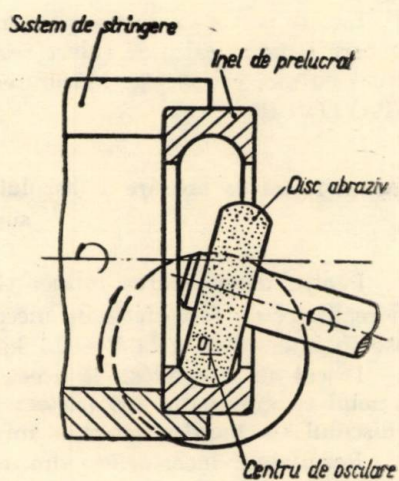


Fig. 6

Toate seriile de încercări au fost executate pe o mașină de tip RIS, la care s-a adaptat un cărucior special (fig. 7), care permite reglarea forței de apăsare a discului abraziv asupra inelului de superfinisat. Viteza periferică a discului abraziv a fost de $V = 35$ m/sec.

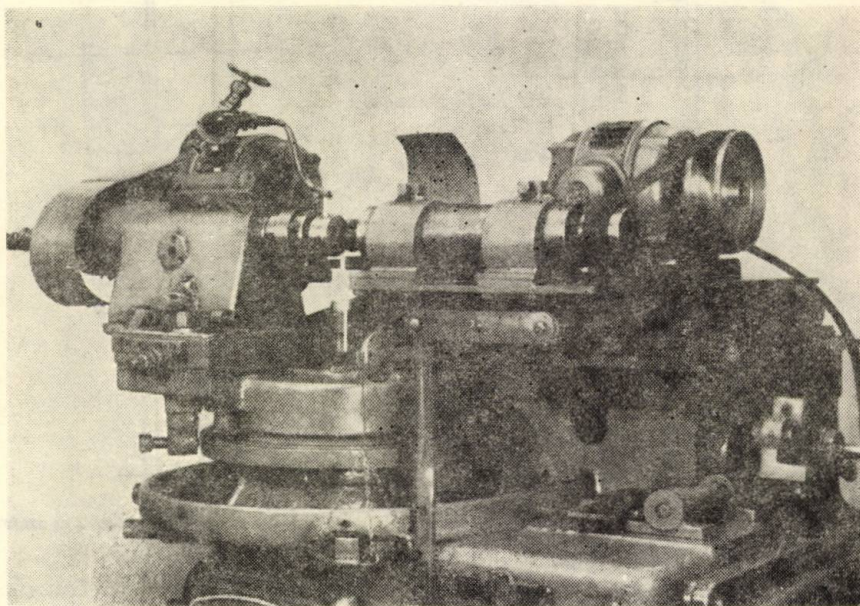


Fig. 7

Încercările s-au executat cu discuri abrazive executate în laboratorul catedrei T.C.M.

Inelele pe care s-au executat încercările au fost de tipul 208—1 (inel interior), care au avut calea de rulare rectificată la clasa a 7-a de calitate. Răcirea s-a efectuat cu ulei grupa 400. Măsurarea calității suprafeței s-a executat pe aparatul TAYLOR-HOBSON.

Influența forței de apăsare a discului abraziv pe calea de rulare asupra calității suprafeței

Pentru determinarea influenței acestui parametru asupra calității suprafeței realizate, au fost efectuate încercări de superfinisare cu forțe de lucru cuprinse în intervalul de la $P = 0,1$ kg la $P = 1$ kg.

Discul abraziv folosit la aceste încercări a fost executat din electrocorindon nobil cu granulația 800 (sistem Norton) și liant organic (bachelită). Duritatea discului s-a încadrat în clasa mijlocie de duritate.

Rezultatele încercărilor sînt cuprinse în diagrama din fig. 8, care are în ordonată înălțimea R_z a microasperităților suprafeței iar în abscisă forța de apăsare a discului abraziv pe inelul de prelucrat.

Pentru toate încercările timpul de lucru a rămas constant, fiind egal cu 45 sec.

Din diagramă (fig. 8) se vede că la forțele de apăsare sub 0,3 kgf și cu creșterea forței de apăsare de la 0,5 kg în sus, calitatea suprafeței realizată scade. Acest lucru se explică prin aceea că la forțele de apăsare sub 0,3 kg superfinisarea nu se termină în timpul de 45 sec., fixat constant pentru întreg intervalul de forțe stabilit, iar la forțele de apăsare mai mari au apărut rizuri noi.

Cînd timpul de superfinisare pentru această forță de apăsare (0,1 kg) a fost mai mare s-a obținut de asemenea o calitate a suprafeței la fel de bună ca și în cazul cînd forța de apăsare a fost de 0,3 kg.

Încercările executate cu forța de apăsare de peste 1 kg au arătat că, calitatea suprafeței nu mai este corespunzătoare scopului propus, fiind de-abia cuprinsă în clasa 10 de calitate.

Pe baza acestor experiențe rezultă concluzia că forța de apăsare optimă, la superfinisarea inelelor interioare, după metoda propusă de autori

este cuprinsă în limitele de la 0,2 la 0,8 kg, timpul de lucru fiind în general 45 sec. Pentru forța de apăsare mai mică decît 0,2 kg, timpul de lucru trebuie mărit corespunzător.

Pentru superfinisarea inelelor exterioare este necesar a se lucra cu forțe de apăsare mai mari cu 25 % față de cele folosite la superfinisarea inelelor interioare, deoarece contactul dintre inel și discul abraziv de această dată se face pe o suprafață de contact relativ mai mare decît la superfinisarea inelelor interioare.

Influența granulației discului abraziv asupra calității suprafeței

Pentru stabilirea influenței acestui parametru, au fost executate încercări cu discuri abrazive de diverse granulații. Astfel s-a lucrat cu discuri de următoarele granulații: 320, 400, 500, 600, 800, 900 (sistem Norton).

Pentru toate discurile, duritatea s-a menținut constantă. Forța de lucru a fost de 0,400 kg. Timpul de lucru de 45 sec.

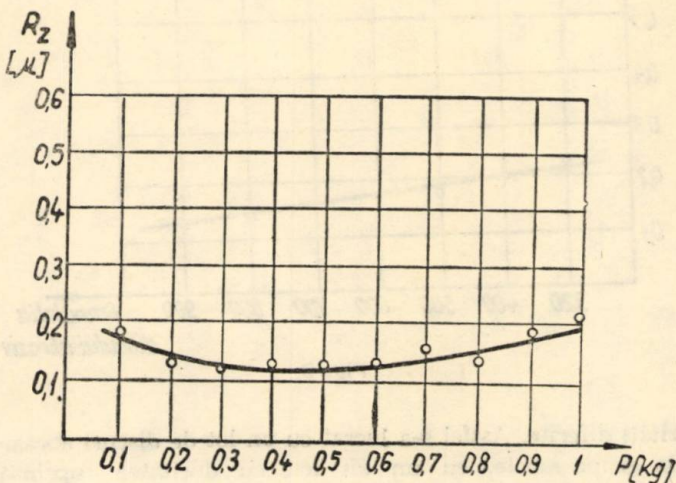


Fig. 8

Rezultatul acestor încercări este concretizat în diagrama din fig. 9, unde în ordonată este indicată înălțimea medie a microasperităților R_z iar în abscisă granulația discului abraziv.

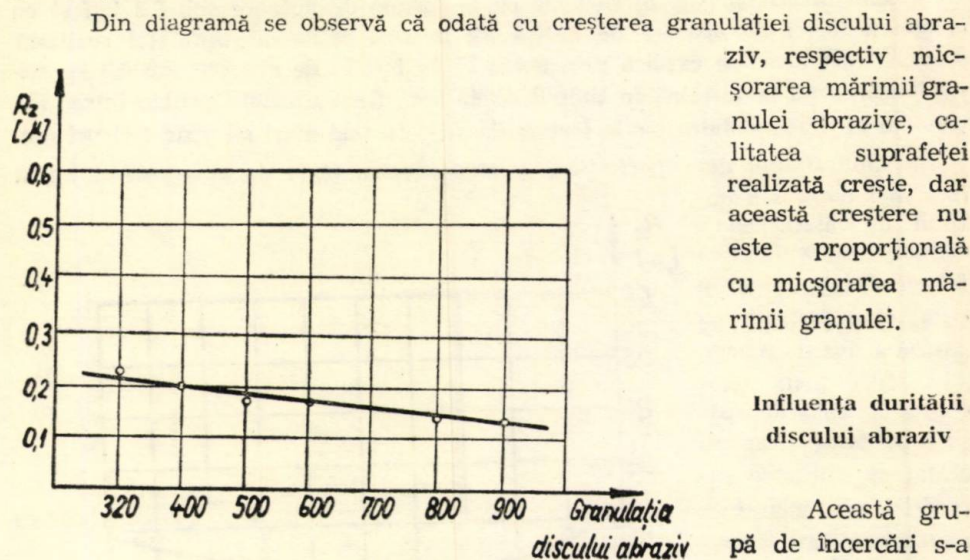


Fig. 9

rități diferite. Astfel s-a lucrat cu un lot de discuri abrazive cu duritatea cuprinsă în grupa moale, cu un alt lot, cu duritatea cuprinsă în grupa mijlocie și ultimul lot cu duritatea cuprinsă în grupa tare. Pentru toate, granulația și liantul folosit la fabricare a rămas același. Granulația abrazivului a fost de 800 în sistem Norton.

Rezultatele acestei grupe de încercări sînt concretizate în diagrama din fig. (10). În ordonată s-a luat R_z (înălțimea medie a microasperităților) iar în abscisă grupele de duritate în care s-au încadrat discurile abrazive încercate.

Cea mai bună calitate a suprafeței s-a obținut la superfinisarea cu discurile care au avut duritatea cuprinsă în grupa mijlocie.

Calitatea suprafeței mai slabă, obținută la superfinisarea cu discurile moi, se explică prin aceea că granulele de material abraziv au fost smulse din corpul abraziv înainte ca ele să fi fost tocite, decît în foarte mică măsură. În acest caz discul a lucrat cu autoascuțire totală.

La superfinisarea cu discurile de duritate mărită, calitatea mai puțin bună a suprafeței se explică prin aceea că granulele abrazive s-au tocit complet și nu au putut fi scoase din corpul abraziv, micșorînd prin aceasta capacitatea aşchietoare a discului. Din această cauză în multe cazuri superfinisarea nu a putut fi terminată în timpul stabilit. Pentru fiecare inel superfinisat discul a trebuit să fie îndreptat. Dacă superfinisarea s-a continuat și după timpul de 45 sec., în unele cazuri s-a obținut o calitate bună pentru suprafață.

În baza rezultatelor obținute, în urma celor trei grupe de încercări se poate trage concluzia că :

— pentru fiecare tip de inel superfinisat trebuie, pe bază de încercări, să se stabilească forța optimă de lucru. Pe lângă aceasta pentru fiecare calitate de material ce se are de superfinisat trebuie să se stabilească duritatea optimă pentru discul abraziv.

— În funcție de cerințele impuse (gradul de calitate a suprafeței cerut) se va alege mărimea optimă pentru granulele abrazive din care se execută discul abraziv.

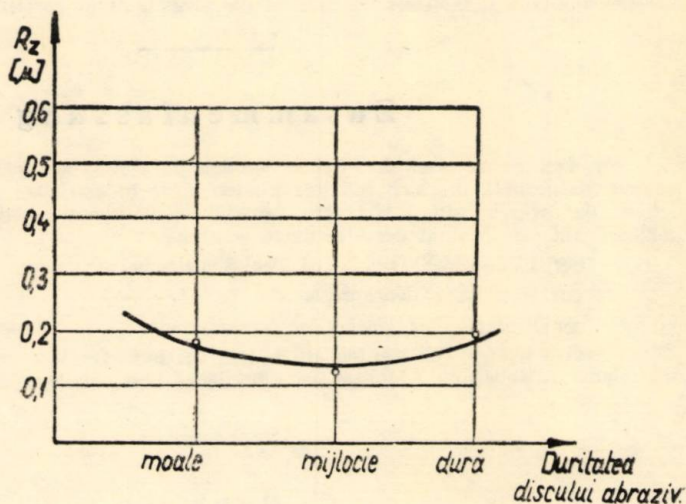


Fig. 10

— Pe lângă stabilirea dependenței calității suprafeței de parametrii analizați, încercările executate de această dată au demonstrat valabilitatea metodei dezvoltată în lucrarea precedentă.

Résumé

Dans la première partie de cet ouvrage on passe sommairement en revue les recherches antérieures effectuées par les auteurs vers l'établissement d'une méthode industrielle de superfinissage des anneaux des roulements à billes. Plus loin on analyse l'influence des paramètres suivants, sur la qualité de la surface :

- l'influence de la force de pressage du disque abrasif ;
- l'influence de la granulation du disque abrasif ;
- l'influence de la dureté du disque abrasif.

Dans la dernière partie pronaut pour base les preuves effectuées on donne les diagrammes de dépendance entre la qualité de la surface et les paramètres analysés.

Summary

In the first part of the work there are presented in a brief form the preceding investigations carried out by the authors with the purpose to get a industrial method of superfinishing the rings of the ball — bearings. Further there was analysed the influence of the following factors on the surface quality :

- influence of the pressing force of the abrasive wheel ;
- influence of the granularity of the wheel ;
- influence of the hardness of the abrasive wheel ;

In the last part there are given the dependence diagrams between the surface quality and the analysed parameters on base of the investigations carried out.

Zusammenfassung

In dem ersten Teil der Arbeit werden kurz die vorhergehenden Forschungen der Autoren dargestellt, die sich auf das Finden einer industriellen Methode für das Feinschlichten der Ringe von Wälzlagern bezieht. Weiterhin wird der Einfluss der folgenden Faktoren auf die Qualität der Oberfläche analysiert :

- der Einfluss der Druckkraft der Schleifscheibe ;
- der Einfluss der Korngrösse der Scheibe ;
- der Einfluss der Härte der Schleifscheibe.

In dem letzten Teil werden auf Grund der ausgeführten Versuche die Abhängigkeitsdiagramme zwischen der Qualität der Oberfläche und den analysierten Parametern dargestellt.

Резюме

В первой части работы показывается результаты предыдущих исследований авторов в отношении нахождения одного производственного метода суперфиниширования дорожек качения калёных подшипников качения шариками. Далее анализируется влияние следующих факторов на качества поверхностей :

- влияние силы охвата образивного круга ;
- влияние зернистости образивного круга ;
- влияние твердости образивного круга.

В последней части работы на основе экспериментальных исследований даются диаграммы отношения между качества параметров.

INFLUENȚA INTENSITĂȚII CURGERII METALULUI LICHID PE SUPRAFAȚA FORMEI, ASUPRA CALITĂȚII SUPRAFETEI PIESELOR TURNATE DIN FONTĂ ÎN FORME CRUDE

Conf. dr. ing VASILE VULCU

Piese din fontă turnate în forme crude, prezintă mai frecvent aderențe de amestec pe suprafața lor în comparație cu cele din oțel, dar în cele mai multe cazuri, se apreciază că aceste aderențe, sînt cauzate numai de fluiditatea ridicată a fontei. În practică însă, acționează și alți factori care paralel cu fluiditatea, contribuie la apariția aderențelor. Dintre aceștia merită să fie menționați: umectarea suprafeței formei de către metalul lichid, volumul de metal și durata de curgere a acestuia în timpul umplerii pe suprafața formei, presiunea metalostatică, poziția piesei la turnare, gradul de îndesare, modul de prelucrare a suprafeței formei etc.

În lucrarea de față se va analiza în special unul din acești factori și anume, intensitatea curgerii metalului pe suprafața formei (care o vom numi pe scurt — grad de curgere — volumetric S_v sau în timp S_t). O parte din ceilalți factori amintiți, au fost studiați sau analizați în parte de alți autori (1, 3, 4, 5, 6, 7, 8). Umplerea formei cu metal ridică probleme dificile, de a căror rezolvare în timpul proiectării procesului tehnologic și a turnării propriu-zise, depinde în mare măsură calitatea pieselor turnate în general și a suprafeței acestora în special.

În mișcarea sa pe suprafața formei în timpul umplerii (care nu se face instantaneu), metalul lichid cedează o parte din căldura acumulată formei, respectiv primului strat de amestec de la suprafața acesteia. Deoarece coeficientul de transmitere a căldurii, precum și difuzibilitatea termică a amestecului de formare sînt reduse, are loc supraîncălzirea primului strat de amestec de la suprafața formei. Această supraîncălzire e cu atît mai intensă, cu cît pe aceeași suprafață va curge metalul timp mai îndelungat, iar suprafața la care ne referim e mai apropiată de secțiunea de alimentare cu metal a formei în timpul umplerii. De fapt e vorba de o scădere de temperatură pornind de la secțiunea de alimentare, către extremitatea opusă a formei (așa cum se arată în fig. 1).

Această scădere de temperatură se constată atât în masa metalului lichid, cât și în pereții formei și are același sens în ambele medii, constituind o manifestare generală a efectului termic dinamic [1].

Dacă reprezentăm schematic scăderea temperaturii în metalul ce curge în formă și în pereții formei pe care curge metalul, aceasta va arăta că în fig. 1 b (considerând că această scădere pornește de la rețeaua de turnare către extremitatea opusă a formei). Dacă avem în vedere proprietățile termice ale formei, constatăm și în adâncimea acesteia o reducere a temperaturii reprezentată schematic în fig. 1 c. De fapt în acest caz se observă o supraîncălzire puternică a primului strat de amestec de la suprafața de contact metal-formă, în timp ce în straturile următoare temperatura se reduce brusc.

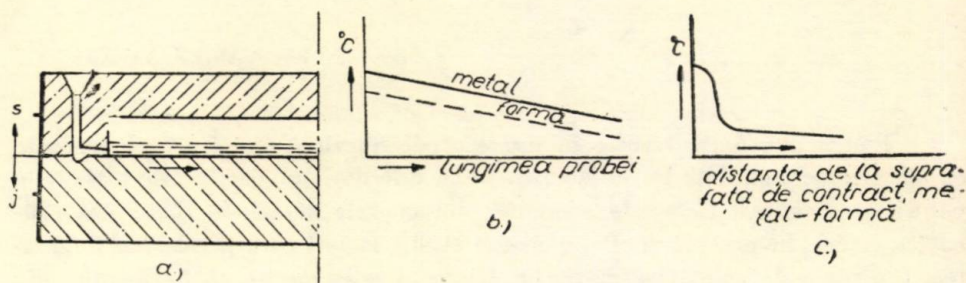


Fig. 1

Trebuie de asemenea remarcat faptul că în ceea ce privește forma, supraîncălzirea are loc în toți pereții (verticali, orizontali, superiori și inferiori), dar că pereții orizontali inferiori se supraîncălzesc din primul moment datorită contactului direct cu metalul lichid. Aceasta face ca atât durată, cât suprafața formei e în contact cu metalul lichid, cât și solicitarea termică a acesteia să fie mult mai mare, comparativ cu restul suprafețelor. Supraîncălzirea primului strat de amestec de la suprafața formei, are ca rezultat direct; reducerea proprietăților mecanice ale acesteia și implicit posibilitatea apariției printre alte defecte specifice și a efectului de eroziune a suprafeței formei de către metal în timpul umplerii. Erodarea suprafeței formei de către metal este cu atât mai accentuată, cu cât gradul de îndesare al acesteia la suprafață este mai redus. De fapt, acest efect nu este influențat numai de gradul de îndesare a formei la suprafață, ci și de alți factori ca: modul de prelucrare a suprafeței, lianți utilizați la pregătirea amestecului, gradul de curgere, (S_v sau S_t) a metalului pe suprafața formei, presiunea metalostatică la suprafața formei pe care metalul curge, timpul cât metalul rămâne în stare lichidă în contact cu forma etc.

În lucrarea de față s-a căutat să se studieze condițiile de apariție a aderențelor și eroziunilor pe suprafețele pe care metalul curge în timpul umplerii formei, aceasta în funcție de diversele procedee de prelucrare a suprafeței formei după extragerea modelului și înainte de asamblare. Apariția aderențelor și eroziunilor la suprafața pieselor turnate, este unul din rezultatele directe ale

efectului termic dinamic, cel de-al doilea fiind, formarea nodurilor termice-dinamice, studiate în alte lucrări (1). Prin prelucrarea suprafeței formei, s-a urmărit fie reducerea gradului de umectare a acesteia de către metal, fie o întărire superficială a stratului de amestec de la suprafață. Restul factorilor, ca: temperatura de turnare, viteza de curgere (umplere), timpul de curgere, presiunea metalului pe suprafața formei, gradul de îndesare etc. s-a căutat pe cât posibil să se mențină constanți în timpul experiențelor.

Pentru încercări, s-a folosit un model cu configurația și dimensiunile redate în fig. 2 a. Cu acest model s-au executat formele în care s-au turnat pro-

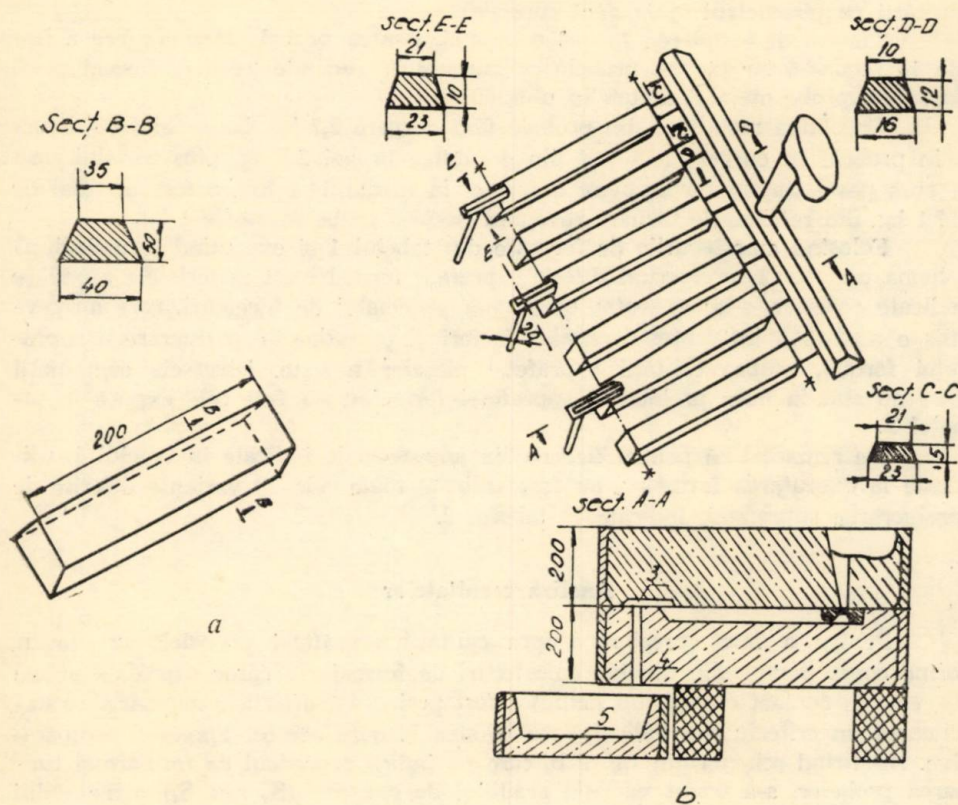


Fig. 2

bele în cadrul încercărilor practice. Procesul tehnologic de turnare, precum și dispunerea probelor față de rețeaua de turnare este redat în fig. 2 b.

Se observă că din probele turnate în aceeași formă (fig. 2 b), la fiecare pereche una se umple cu metal și începe solidificarea, iar cea de a doua, după ce s-a umplut cu metal, prin intermediul canalului 3 și 4 începe să curgă, metalul fiind colectat în bazinul 5 pentru ca după solidificare să poată fi cântărit.

În cadrul încercărilor au fost utilizate îndeosebi amestecurile de formare avînd compoziția redată în tabelul 1.

Materialele auxiliare utilizate în cadrul experiențelor au fost următoarele: praful de cărbune (cărbune de piatră), avînd o granulație care la cernere a trecut 81% prin sita cu dimensiunea ochiului de 0,06 mm; cimentul a fost din sortul Portland 500 sau ciment aluminos; silicatul de sodiu utilizat a avut modulul de 2,5 și greutatea specifică de 1,3 g/cm³; novolacul a fost din cel utilizat în mod curent la executarea formelor coji sau a miezurilor în cutii calde.

La formare, s-a urmărit ca gradul de îndesare la suprafața formei să se mențină între 75—80 unități Dietert.

Metalul s-a turnat la temperatura de 1350°C—1360°C (măsurată în timpul turnării cu pirometrul optic, fără corecție).

Timpul de umplerea formei cu metal, pentru probele fără curgere a fost de 15 secunde, iar pentru probele cu curgere 75 secunde (ceea ce înseamnă că la aceste probe metalul a curs în plus 60 sec).

Greutatea metalului din probele fără curgere 2,7 kg, iar a celui ce a curs prin probele cu curgere (compus din greutatea probei 2,7 kg, plus metalul care a curs peste timpul de umplere a formei în medie 14,4 kg), a fost în total de 17,1 kg, din rețeaua de turnare revenind fiecărei probe în medie 1 kg.

Folosind amestecurile de formare din tabelul 1 și executînd formele după schema din fig. 2, prelucrînd diferit suprafața formelor cu materialele auxiliare indicate anterior, s-au executat un număr apreciabil de încercări, care au permis o analiză a influenței diversilor factori și procedee de prelucrare a suprafeței formei, asupra calității suprafeței pieselor turnate. Diversele combinații care au stat la baza prelucrării suprafeței formelor, au fost cele expuse în tabelul 2.

De remarcat că pentru fiecare din amestecurile indicate în tabelul 1, utilizate la executarea formelor, au fost aplicate toate cele 20 variante diferite de prelucrarea suprafeței, indicate în tabelul 2.

Analiza rezultatelor

Pentru a face aprecieri asupra calității suprafeței probelor turnate în forme confecționate din diverse amestecuri de formare, a căror suprafață activă (ce vine în contact cu metalul lichid) a fost prelucrată diferit, e necesar să se stabilească un criteriu (un indice), care să stea la baza acestor aprecieri comparative. Analizînd schema din fig. 2 b, care ne indică procedeul de formare și turnarea probelor, s-a trasat variația gradului de curgere (S_v sau S_t) a metalului pe suprafața formei în timpul umplerii, funcție de lungimea probei turnate (lungimea suprafeței active pe care curge metalul), așa cum se vede în fig. 3, pe baza căreia s-au tras concluzii în ceea ce privește efectul termic-dinamic asupra calității suprafeței pieselor turnate.

În această figură a fost reprezentată sub forma a două drepte, variația graului de curgere S_v și S_t (curba 1, probele cu curgere, curba 2 cele fără curgere). Pe abscisa diagramei s-a notat valoarea:

$$\frac{V}{V_{\text{total}}} = S_v; \text{ respectiv } \frac{T}{T_{\text{total}}} = S_t$$

Tabelul 1

Componentele amestecului %	Amestec de formare nr.			
	I	II	III	IV
Nisip nou (cu dimensiune medie a granulelor cuprinsă între 0,2—0,3 mm)	88	9	9	9
Amestec utilizat	—	89	87,5	89,5
Bentonită	7	1,5	1,5	1,5
Praf de cărbune	5	0,5	—	—
Smoală beta [10]	—	—	2	—

Tabelul 2

Nr. crt.	Modul de prelucrare a suprafeței formei prin :							
	Stropire, folosind un suflător cu :				Pudrare, folosind un sac cu :			
	Apă	Leșie sulfitică	Silicat de sodiu	Melasă	Ciment P. 500	Ciment aluminos	Ciment P. 500 + 10% novolac	Novolac
1	da	—	—	—	—	—	—	—
2	da	—	—	—	da	—	—	—
3	da	—	—	—	—	da	—	—
4	da	—	—	—	—	—	da	—
5	da	—	—	—	—	—	—	da
6	—	da	—	—	—	—	—	—
7	—	da	—	—	da	—	—	—
8	—	da	—	—	—	da	—	—
9	—	da	—	—	—	—	da	—
10	—	da	—	—	—	—	—	da
11	—	—	da	—	—	—	—	—
12	—	—	da	—	da	—	—	—
13	—	—	da	—	—	da	—	—
14	—	—	da	—	—	—	da	—
15	—	—	da	—	—	—	—	da
16	—	—	—	da	—	—	—	—
17	—	—	—	da	da	—	—	—
18	—	—	—	da	—	da	—	—
19	—	—	—	da	—	—	da	—
20	—	—	—	da	—	—	—	da

unde S_v = gradul de curgere în funcție de volumul metalului turnat în formă ;

V = volumul metalului ce a trecut prin secțiunea dată ;

V_{total} = volumul total al metalului turnat în formă ;

S_t = gradul de curgere în funcție de timp ;

T = timpul de curgere a metalului în secțiunea dată ;

T_{total} = timpul total de umplere a formei cu metal.

Valori ale gradului de curgere S_v (respectiv S_t), pentru cazul concret al probei cu curgere sau fără curgere la care ne referim, sînt date în tabelul 3,

funcție de secțiunea de referință (indicată în fig. 3).

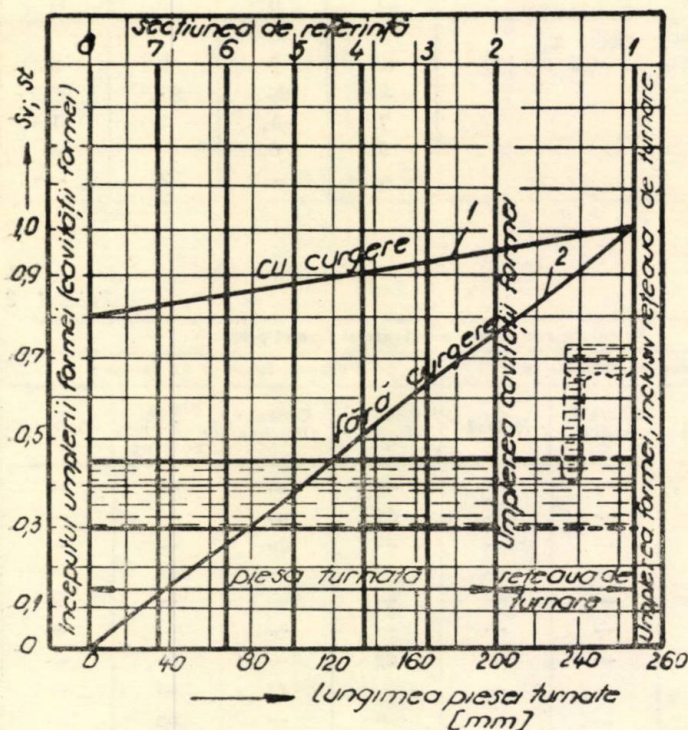


Fig. 3

variază între 1 și 0, iar în cazul probelor cu curgere S_v (respectiv S_t), variază între 1 și 0,8, valoarea lui fiind influențată de timpul de curgere și de volumul metalului care se toarnă. Analizînd variația gradului de curgere (S_v , S_t) în lungul probei, valoarea lui crește pe măsură ce ne apropiem de secțiunea de alimentare.

În ordonată lungimea piesei turnate (probei) e constituită din lungimea propriu-zisă a piesei, la care s-a adăugat sub forma de volum echivalent, rețeaua de turnare. Lungimea propriu-zisă a probei s-a împărțit în 6 elemente egale ca lungime, ceea ce înseamnă 7, secțiuni de referință (de la 2—8, fig. 3), secțiunea 1, fiind considerată partea superioară a pîlniei de turnare.

De aici se observă că, în cazul probelor fără curgere S_v (respectiv S_t),

Tabelul 3

Secțiunea de referință după fig. 3	S_v respectiv S_t , pentru proba fără curgere	S_v respectiv S_t , pentru proba cu curgere
8	0	0,8
7	0,122	0,82
6	0,249	0,84
5	0,368	0,865
4	0,489	0,90
3	0,61	0,925
2	0,73	0,95
1	1,0	1

Analiza probelor după turnare, a permis să se tragă unele concluzii importante pentru practica turnării în forme crude.

Astfel, rezultatele obținute în cazul utilizării la executarea formelor a amestecului nr. IV (tabelul 1), în toate cazurile de prelucrare a suprafeței formei înainte de turnare (cele 20 de variante din tabelul 2), au fost calitativ inferioare în comparație cu restul amestecurilor de formare. De aici și concluzia, că în acest caz se impune neapărat folosirea unui amestec de model, care să reproducă suprafața piesei. De altfel din practică e cunoscut faptul, că atunci când la formare se utilizează amestec de umplere, în toate cazurile primul strat de la suprafața activă a formei este constituit din amestec de model, date fiind proprietățile mecanice și tehnologice calitativ inferioare ale acestor amestecuri, comparativ cu amestecul unic sau de model.

Melasa nu se pretează și nu se recomandă nici ea, a fi utilizată la prelucrarea suprafeței formei. Aceasta atât din cauza greutateilor ce le creează la stropirea suprafeței active a formei, cât și pentru faptul că nu conduce la întărirea superficială a suprafeței, din contră, uneori reducând rezistența acesteia datorită creșterii umidității la suprafața formei și a tuturor inconvenientelor pe care le generează această creștere de umiditate.

Novolacul utilizat singur pentru pudrarea suprafeței active a formei, deși reduce mult gradul de umectare a acesteia de către metal, are dezavantajul că se cojește de pe formă înaintea vinei de metal ce curge pe suprafața ei în timpul umplerii (sau a suprafeței libere a metalului lichid ce umple forma de jos în sus).

De asemenea se poate afirma că turnarea pieselor în forme crude a căror suprafață nu a fost prelucrată, sau a fost stropită eventual numai cu apă (cazul 1 din tabelul 2), se poate face atunci când se utilizează amestecurile de formare nr. I, III și eventual II (din tabelul 1), sau a unor amestecuri de formare care nu conțin adaosuri auxiliare, în acest ultim caz, fiind vorba de turnarea unor piese simple cu pereți subțiri sau greutate redusă. În primele două cazuri gradul de curgere (S_v și S_t), poate atinge valori mari, pe când în ultimul caz S_v respectiv S_t , se limitează la valori mijlocii sau mici.

E necesar să se completeze că, utilizând la formare amestecul nr. III din tabelul 1, se obțin rezultate foarte bune chiar și la turnarea unor piese mari fără a fi necesară o prelucrare prealabilă a suprafeței formei înainte de asamblare, aceasta tocmai datorită adaosului de 2% smoală beta [10].

Pentru cazul când se face o pudrare simplă a suprafeței active a formei, după o suflare prealabilă cu apă (cazul 2, 3, 4, 5 din tabelul 2), rezultate bune au fost obținute utilizând la formare amestecurile I, II și în special III, din tabelul 1. Bineînțeles aceasta pentru cazul prelucrării suprafeței prin suflare cu apă și pudrare cu ciment care conține 10% novolac (notată în tabelul 2 cu 4). Rezultatele bune, obținute în cazul utilizării amestecului de formare nr. III din tabelul 1, sînt explicabile și datorită faptului că pe lingă pudra aplicată la suprafața formei, amestecul are un conținut de 2% smoală beta. Deci efectul de reducere a gradului de umectare a suprafeței formei de către metal, datorită novolacului conținut de pudră, se completează cu cel al smoalei beta conținută în amestec, în acest caz suprafața pieselor turnate fiind lipsită de aderențe și eroziuni.

Cînd avem însă un grad de curgere mare (care se apropie de 1), la turnarea în forme crude pe lingă măsuri de astupare a spațiilor intergranulare și de reducere a gradului de umectare a suprafeței forme de către metal, se impune și întărirea superficială a acestora în scopul de a preîntîmpina erodarea și acțiunea negativă a presiunii metalostatice asupra pereților forme. Aceasta mai ales în cazul turnării pieselor mijlocii și mari în forme crude. În acest caz rezultatele cele mai bune s-au obținut, utilizînd la formare amestecul I și III (tabelul 1) și prelucrînd suprafața formelor (ca în tabelul 2 cazul 14) prin suflare cu Na_2SiO_3 și pudrare cu ciment, care conține 10% novolac.

În ceea ce privește restul posibilităților de prelucrare a suprafeței enumerate în tabelul 2 (care nu au fost amintite), utilizate în practică, nu conduc la obținerea unor rezultate satisfăcătoare atunci cînd gradul de curgere se apropie de 1, însă putem să le aplicăm la prelucrarea suprafețelor cu un grad redus de curgere, în special la turnarea unor piese cu greutate mică și pereți subțiri.

Pe baza rezultatelor obținute, nu se recomandă prelucrarea suprafeței formelor destinate turnării la crud numai prin simpla stropire cu apă, leșie sulfitică, melasă sau Na_2SiO_3 , atunci cînd amestecul de formare nu conține și unele adaosuri antiaderente. În aceste cazuri se recomandă ca după stropirea suprafeței să se facă și o pudrare, de preferat cu o pudră care să reducă gradul de umectare a suprafeței forme de către metalul lichid.

Pentru a aprecia comparativ rezultatele obținute, comparația avînd la bază gradul de curgere, s-au expus în fig. 4 două categorii de probe: prima, la care modul de prelucrare a suprafeței prezintă interes pentru practică (5 a, 5 b, prelucrate conform tabelului 2 cazul 14) și cea de a doua care nu prezintă interes pentru practică (17 a, 17 b, prelucrate conform tabelului 2 cazul 6).

Studiind atent fotografiile expuse, se poate afirma că în cazul probelor 5 a și 17 a (probe fără curgere), la același interval al gradului de curgere (între 0 și 0,73), calitatea suprafeței diferă foarte mult. Astfel în cazul probei 5 a, aderențele sînt neglijabile, pe cînd în cazul probei 17 a, acestea ajung pînă la $S_v = 0,12$ (deci aproximativ pînă la un grad de curgere apropiat de zero). În cel de al doilea caz (probele cu curgere), proba 5 b, prezintă aderențe numai pînă la $S_v = 0,925$, pe cînd în cazul probei 17 b, acestea ajung pînă la $S_v = 0,80$, adică pe toată lungimea (evident după fotografie e foarte greu să se aprecieze acest lucru, însă după proba turnată diferența e evidentă).

Aceasta înseamnă că, dacă la turnare gradul de curgere S_v (respectiv S_t) este mare, suprafața forme necesită o prelucrare mai atentă. Prelucrarea suprafeței în acest caz se poate face prin suflare cu Na_2SiO_3 , sau leșie sulfitică (după caz) și pudrare cu ciment ce conține pînă la 10% novolac. Dacă gradul de curgere e redus, este suficientă pudrarea cu ciment conținînd 10% novolac, sau în cazul amestecurilor ce conțin smolă beta sau alte adaosuri antiaderente, nu întotdeauna se impune prelucrarea suplimentară a suprafeței active a forme înainte de asamblare.

Efectul prelucrării suprafeței, așa cum s-a recomandat mai sus, constă în faptul că: suflarea cu Na_2SiO_3 , sau leșie sulfitică, formează la suprafața forme împreună cu cimentul o crustă superficială rezistentă, lipsită de pori sau spațiu intergranulare. Această crustă se opune atît deformării suprafeței (parțial), cît

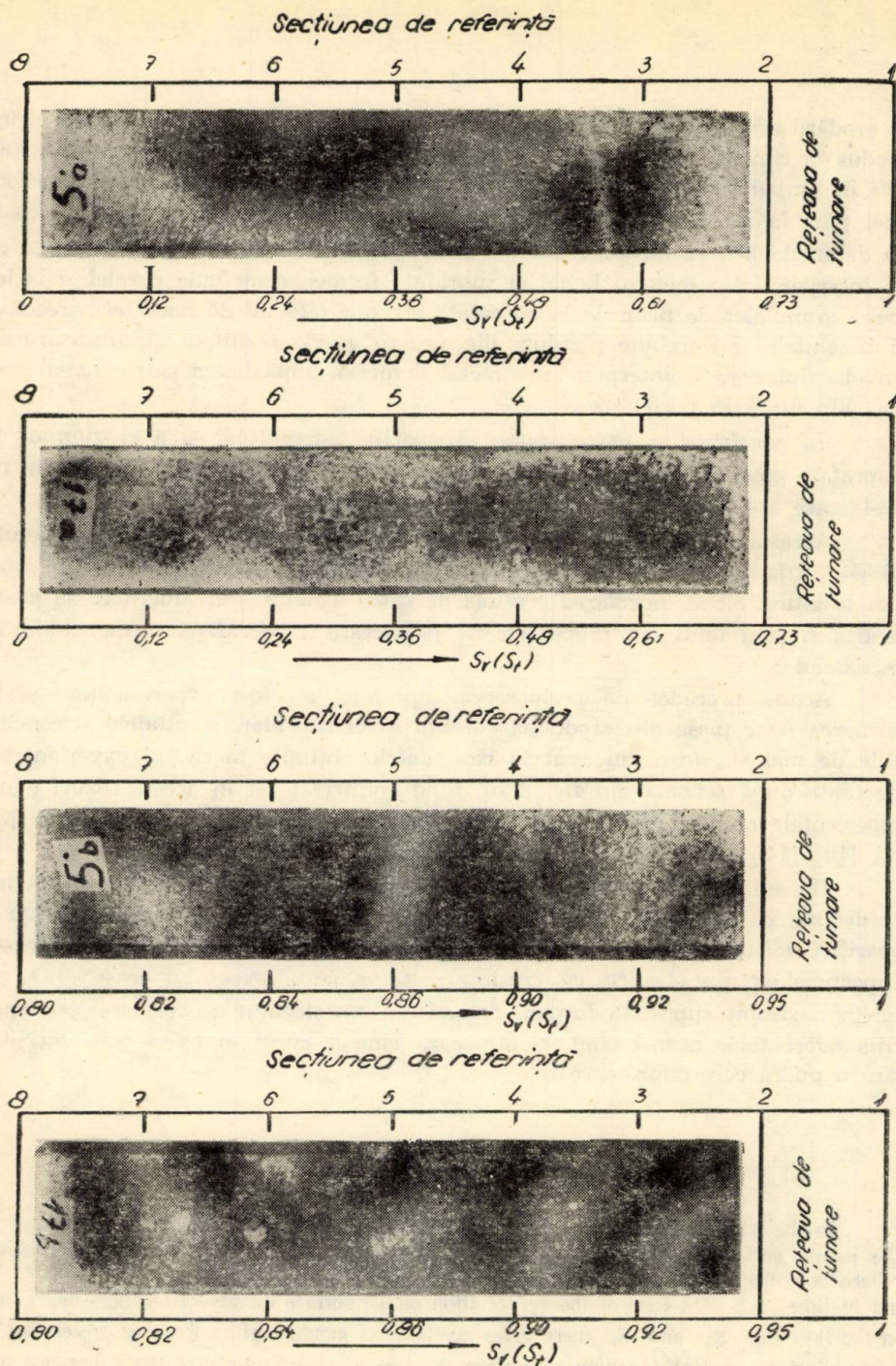


Fig. 4. Aspectul suprafeței pieselor (probelor) turnate în forme crude avînd suprafața diferit prelucrată (vezi tab. 2) și un grad de curgere S_V (respectiv S_T) indicat în partea inferioară a fotografiei, corespunzătoare secțiunii la care ne referim (fig. 3) indicată în partea superioară a fotografiei.

și erodării acesteia, de către metalul ce curge pe suprafața formei. Novolacul introdus în ciment, reduce gradul de umectare a suprafeței formei de către metal, atât în timpul curgerii pe suprafața ei, cât și în perioada de după umplerea formei până la solidificarea primei poziții de metal la suprafața piesei. Aceasta se datorește atât resturilor rezultate prin arderea novolacului, care pe lângă că se interpun între metalul lichid și suprafața formei, contribuie paralel și la legarea granulelor de nisip de la suprafața acesteia (efectul de liant termoreactiv) și bineînțeles nu trebuie pierdute din vedere gazele rezultate în urma arderii novolacului, care se interpun între metal și formă, împiedicând pătrunderea acesteia din urmă în porii formei.

În concluzie se poate spune că apariția aderențelor și a eroziunilor la suprafața pieselor turnate în forme crude, poate fi influențată și prin modul de prelucrare a suprafeței formei înainte de turnare.

Această prelucrare, trebuie să urmărească ca în funcție de dimensiunile piesei turnate, să preîntâmpine deformarea suprafeței formei datorită presiunii metalostatice, cât și umectarea acesteia de către metalul topit, lucru ce se poate realiza și prin unul din procedeele de prelucrare a suprafeței formei amintite în tabelul 2.

Aceste procedee de prelucrarea suprafeței au fost experimentate și la turnarea unor piese din producția curentă a turnătoriilor, rezultatele și concluziile de mai sus (care au avut la bază datele obținute în cadrul experiențelor efectuate după schema din fig. 2 b), fiind confirmate și în aceste cazuri (când experiențele au fost efectuate pe piese din producția curentă a turnătoriei [3], [8], [10], [14]).

De asemenea în încheiere e necesar să se spună că, trebuie urmărit întotdeauna ca modul de prelucrare a suprafeței să nu fie el însuși o cauză a apariției defectelor de suprafață cum ar fi: apariția cojilor datorită unei cruste superficiale puțin elastice, cu grosime mare în cazul excesului de Na_2SiO_3 cu care s-a stroșit suprafața formei, degradarea amestecului de formare sau apariția aderențelor atunci când se utilizează ciment curat în exces sau Na_2SiO_3 fără o pudră corespunzătoare.

Summary

In the work there analyses the negative effects produced by the liquid metal flow at the mould surface within the filling period. There are also established the appreciation criterions of the metal flow intensity at the mould surface (e. g. the volumetric flow rate S and in time S_t). On base of the appreciation of the surface quality of castings depending on the flow rate S_v and S_t there gives solutions of mould surface working preceeding to assembling, to prevent aparition of surface damage and particularly of the adhesions and erosions.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die ungünstigen Einflüsse, die das flüssige Metall während des Einfließens auf die Formwand ausüben, analysiert. Ebenso werden die Kriterien zur Schätzung der Fließintensität des Metalls auf der Formoberfläche festgesetzt (Z. B. der volumetrische Fließgrad S_v und die Zeit S_t). Auf grund der Abschätzung der Oberflächenqualität der Gusstücke, in Abhängigkeit des Fließgrades S_v und S_t werden Ratschläge zur Bearbeitung der Gusstücke vor der Zusammenstellung, gegeben, um Oberflächenfehlern, im Besonderen Zubrand und Erosion vorzubeugen.

Резюме

В работе анализированы отрицательные эффекты причинённые течением жидкого металла на поверхности формы, во время наполнения. Также устанавливаются основания оценки интенсивности течения металла по поверхности формы (например: степень течения по объёму S_v и во времени S_t). На основании качественной оценки поверхности литых пьесов, зависимый от степени течения S_v и S_t разрешения переработки поверхности формы перед сборкой, для того чтобы предупредить явление поверхностных дефектов и в особенности силу сцепления и разведения.

Bibliografie

1. WANYOREK C.: *Metallurgia și construcția de mașini* nr. 12, 1962, p. 1068—1076.
2. PETRZELA L.: *Zapekani Odliktu SVMT* Brno, z-60-875.
3. VULCU V.: *Disertační Práce*. V.S.B. Ostrava 1963.
4. PRIBYL J.: *Vady ocelových odlitku*. SNTL Praha, 1956.
5. COLECTIV: *Formavani odlitku na syrovu*. SNTL Praha, 1957.
6. PLESINGER, A. M.: *Vady odlitku ze sede litny*. SNTL Praha, 1952.
7. PETRZELA L.: *Slevarensky Formovaci Latky*. SNTL Praha, 1955.
8. SANA J.: *Sbornik — Ostravski hutnicke a slevarenske kolocvium*. 1962/4 pag. 1—17.
9. SAIP I.: *Havlicek F. Gaidusek I., Sbornik — Ostravski hutnicki a slevarenske kolocvium* 1962/5, pag. 1—18.
10. VULCU V.: *Metallurgia* nr. 7, 1964, pag. 297—302.
11. FURSUND K.: *Referat prezentat la Congresul Internațional al Turnătorilor de la Stockholm 1957*. Gisserei, nr. 7, 1959, pag. 159—164.
12. *Slevarenstvi* nr. 2. 1961, pag. 43.
13. *Slevarenstvi* nr. 2. 1961, pag. 74.
14. VULCU V.,
MORARU S.: *Metallurgia* nr. 10, 1965, pag. 520—524.
GHIA R.

Examination

The first part of the examination is a written test. This test is designed to assess the candidate's knowledge of the subject matter. It consists of a series of questions that cover the main topics of the course. The candidate is given a fixed amount of time to complete the test. The second part of the examination is a practical test. This test is designed to assess the candidate's ability to apply their knowledge in a practical setting. It consists of a series of tasks that the candidate is required to complete. The candidate is given a fixed amount of time to complete the test.

Person

The person who is taking the examination is a student. This student is a member of the course and has completed the necessary coursework. The student is required to pass the examination in order to receive a certificate of completion. The student is given a fixed amount of time to complete the examination. The student is required to answer all the questions correctly in order to pass the examination.

Table

The table below shows the results of the examination. The table is divided into two columns. The first column shows the candidate's name. The second column shows the candidate's score. The table is sorted in descending order of score. The candidate with the highest score is at the top of the table. The candidate with the lowest score is at the bottom of the table. The table shows that the candidate has passed the examination. The candidate's score is 85%. The candidate is required to pass the examination in order to receive a certificate of completion. The candidate is given a fixed amount of time to complete the examination. The candidate is required to answer all the questions correctly in order to pass the examination.

CONTRIBUȚII LA DETERMINAREA RAZEI OPTIME DE ÎNDOIRE A PIESELOR DIN TABLĂ

Șef. de lucrări ing. C. ILIESCU
Asistent ing. I. TUREAC

Îndoirea este una din cele mai răspândite operații de modificare a formei prin presare la rece care se folosește pe larg pentru obținerea diferitelor piese din tablă sau din alte laminate profilate.

Prin îndoirea la rece a semifabricatelor, este posibilă obținerea pieselor de diferite dimensiuni și profiluri, atât în secțiune transversală cât și longitudinală, din tablă cu grosimea cuprinsă între 0,01—100 mm. În funcție de dimensiunile și forma piesei de îndoit, de profilul inițial al semifabricatului și de caracterul producției, îndoirea se poate realiza cu ajutorul matrițelor la prese, la instalații speciale manuale sau mecanizate sau la mașini speciale de îndoire și profilare. Îndoirea cu raze mici a pieselor de dimensiuni mici și mijlocii se realizează în mod obișnuit cu ajutorul matrițelor la prese.

Un parametru foarte important care determină atât conținutul și desfășurarea procesului tehnologic de fabricare a pieselor, cât și construcția matriței de îndoire este raza interioară de îndoire, a piesei.

Raza maximă admisibilă pentru ca îndoirea totuși să aibă loc, se determină cu formula următoare :

$$r_{\max} = \frac{E \cdot g}{2 \cdot \sigma_c} \quad (1)$$

în care E este modulul de elasticitate a materialului ;

g — grosimea materialului ;

σ_c — limita de curgere a materialului.

Raza minimă admisibilă la îndoire trebuie să corespundă plasticității materialului piesei, astfel ca în zona de îndoire să nu apară fisuri. Mărirea acesteia se stabilește în funcție de limitele deformațiilor admisibile ale fibrelor extreme ale semifabricatului și depinde de mai mulți factori dintre care mai principali sînt :

1. proprietățile mecanice ale materialului piesei ;
2. unghiul de îndoire, care determină tensiunea la întinderea fibrelor exterioare ale materialului ;

3. poziția liniei de îndoire față de direcția de laminare a materialului piesei ;
4. starea muchiilor semifabricatului de îndoit (dacă are bavuri sau nu și care este poziția acestora la îndoire).

Valorile razei minime admisibile de îndoire se determină cu suficientă precizie pe cale experimentală, pentru fiecare caz concret de îndoire sau, se poate determina analitic cu ajutorul următoarei formule generale :

$$r = \frac{g}{2} \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right)$$

în care g este grosimea materialului.

δ — alungirea materialului, în unități relative.

Îndoirea la rece a materialului sub formă de tablă, după cum este cunoscut, reprezintă un proces de deformare elastico-plastică. Acesta decurge în mod diferit pe cele două părți ale semifabricatului de îndoit, situate de o parte și de alta a stratului neutru și apare datorită deformațiilor plastice suferite de material în zona de îndoire. Efectul deformațiilor din această porțiune se manifestă și prin schimbarea poziției stratului neutru și modificarea grosimii materialului.

Straturile de metal dinspre poanson se comprimă, iar cele de pe fața opusă a semifabricatului se întind. Pentru table de grosimi mai mari se constată o micșorare a lățimii pe suprafața exterioară și o lățire pe cea interioară. Odată cu acestea — pentru cazurile când $t < 3g$ — are loc și schimbarea grosimii materialului în planul AA (fig. 1). Această schimbare este caracterizată prin coefi-

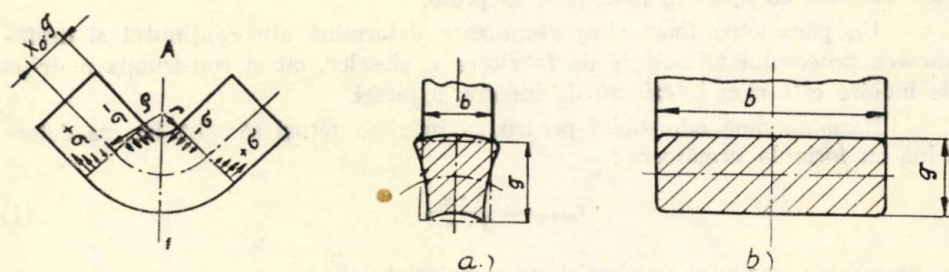


Fig. 1 Forma benzilor în zona îndoită: a) benzi înguste; b) benzi late.

cientul de subțiere $\alpha = \frac{g_1}{g}$ în care :

g_1 este grosimea materialului, în zona îndoită după efectuarea operației ;
 g — grosimea inițială a materialului.

Fiind un proces de deformare elastico-plastică, totdeauna îndoirea este însoțită de o deformare elastică. Deformarea se observă după scoaterea pieselor din matriță și, în literatura tehnică de specialitate este cunoscută sub denumirea de arquire.

Arcuirea face necesară corectarea dimensiunilor părților active ale sculelor de îndoire, în scopul obținerii formei corecte a piesei. Mărimea arcurii pieselor îndoite se exprimă prin unghiul de arcuire, care reprezintă diferența dintre unghiul piesei după îndoire și unghiul poansonului de îndoire.

Valoarea arcurii pieselor după îndoire depinde de mai mulți factori cum sînt: proprietățile mecanice și grosimea materialului piesei, raza de îndoire, forma piesei, tipul matriței de îndoire, modul de îndoire etc.

Varietatea formei pieselor și a factorilor care influențează asupra mării arcurii, nu permit elaborarea unor formule analitice de calcul aplicabile pentru toate cazurile de îndoire. Din această cauză, în scopul obținerii unor rezultate cît mai concludente, arcuirea se determină experimental separat pentru fiecare caz de îndoire. Așa se și explică faptul că în ultimul timp literatura de specialitate recomandă relații de calcul stabilite pe cale experimentală, părăsindu-se cele generale care nu în toate cazurile se verificau cu rezultatele practice.

Un parametru deosebit de important care influențează sensibil arcuirea este raza de îndoire, dar aceasta în relațiile generale simplificate, puse la îndeplină pentru utilizare în practică, se face simțită în mică măsură și numai pentru $\frac{r}{g} < 5$. Experiențele arată însă că influența ei este tot mai mare cu cît raza relativă crește.

În cazul îndoirii cu raze mari $\frac{r}{g} > 12$, pe lîngă unghiul de arcuire trebuie determinată și modificarea razei de îndoire r , care după arcuirea piesei devine mai mare, r_1 . De aceea la proiectarea matrițelor de îndoire, pe lîngă corectarea unghiului părților active ale sculelor, se va corecta și raza de rotunjire a mu-chiilor.

Literatura de specialitate oferă proiectanților valori privind mărimea arcurii razelor și unghiurilor pieselor, însă, parțial și numai pentru materiale de proveniență străină.

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini și aplicarea pe o scară din ce în ce mai largă a procedeelor de obținere a pieselor prin presare la rece, au dus la producerea în țara noastră a unei cantități tot mai mari de tablă. S-a ajuns ca multe întreprinderi să folosească în exclusivitate tablă românească. Această situație impune cunoașterea comportării tablelor indigene în procesul tehnologic de prelucrare prin presare la rece.

Adoptarea valorilor privind corecția parametrilor geometrici ai părților active ale sculelor de îndoire, la proiectare, pentru materiale românești prin comparație cu cele străine de aceeași marcă, nu se verifică întru totul în practică. În plus, există cazuri frecvente cînd nu se găsește o echivalență sensibil apropiată între materiale.

Cercetările efectuate pe baza experiențelor realizate în laboratorul de „Tehnologia ștanțării și matrițării la rece” din cadrul Institutului politehnic Brașov, au permis determinarea arcurii pieselor după îndoire. Experiențele s-au efectuat în cazul îndoirii libere, fără calibrare, pentru piese în formă de „V”. S-au folosit pentru îndoire semifabricate fără bavuri, confecționate din diferite

table în stare recoaptă, produse în țara noastră. Îndoirea s-a făcut normal, adică linia de îndoire perpendiculară pe direcția de laminare a tablei. S-a folosit pentru încercări o matriță universală cu schimbare rapidă a poansonului și plăcii active (fig. 2).

Valorile unghiului de arcuire s-au stabilit prin măsurare directă, folosind în acest scop microscopul de atelier.

Tabelul 1

Unghiul de arcuire în funcție de raportul $\frac{r}{g}$ pentru piese confecționate din Am 63 1/2 t cu un poanson cu unghiul de 90°.

Raza de îndoire r mm	0,8	3	8	10	15	20
$\frac{r}{g}$	1	3,75	10	12,5	18,8	—
Unghiul de arcuire total β	1°00	3°20'	10°20'	13°54	20°40'	—
Unghiul de arcuire, unilateral	30'	1°40	5°10'	6°57'	10°20'	—

Diferența, în grade, dintre unghiul poansonului și cel al piesei îndoite după scoaterea ei din matriță, diferență ce reprezintă unghiurile de arcuire, s-a

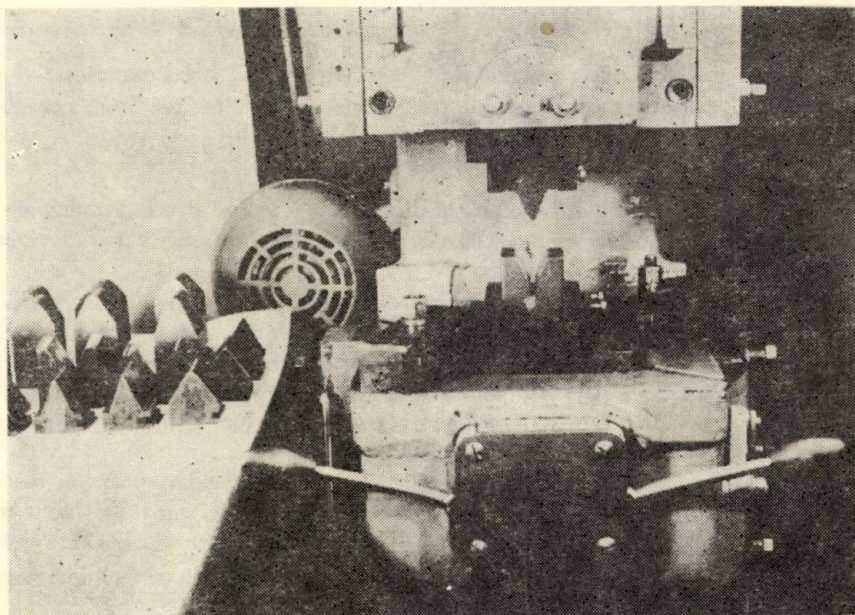


Fig. 2. Vedere parțială a utilajului folosit pentru efectuarea experiențelor de laborator.

înregistrat tabelar, pentru fiecare calitate de material și unghi de îndoire. Ca exemplu se dă tabelul 1, completat pentru valori ale arcuirii pieselor executate din Am. 63 1/2t., când îndoirea s-a făcut cu un poanson cu unghiul de 90°.

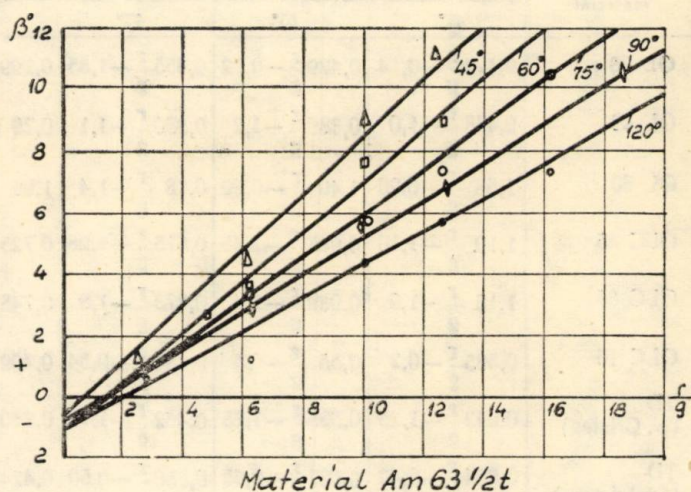
În fig. 3 este reprezentată variația unghiului de arcuire unilateral, în funcție de raportul r/g , pentru piese din Am 63 1/2t. avînd diferite unghiuri de îndoire.

Pentru o serie de materiale frecvente folosite în industrie, s-au trasat diagrame asemănătoare, pe baza cărora s-au stabilit relații pentru calculul unghiului de arcuire. Acestea sînt cuprinse în tabelul 2.

Din experimentările făcute, așa cum se vede și din diagrame, rezultă că pentru valori mici ale raportului r/g arcuirea este negativă. Aceasta se explică prin aceea, că o parte din semifabricatul aflat în zona de îndoire este mai

întîi îndoit și, apoi, la sfîrșitul cursei active ca urmare apăsării poansonului, este din nou îndreptat, adică îndoit în sens invers.

Deformarea elastică a piesei în zona îndoită, în ce privește arcuirea razei, depinde foarte mult de valoarea raportului r/g . Măsurările efectuate, au arătat



Material Am 63 1/2t

Fig. 3

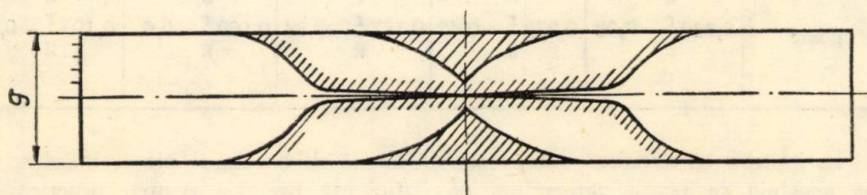


Fig. 4. Repartizarea tensiunilor în lungul piesei îndoite

însă că ecrisarea neuniformă a materialului și tensiunile neuniforme de-a lungul piesei în zona îndoită (fig. 4) duc la o arcuire neuniformă a razei și aceasta începînd numai de la o anumită valoare a raportului r/g . Experiențele arată că arcuirea razei piesei începe după ce stratul neutru al deformărilor nu se mai deplasează, adică pentru $\frac{r}{g} > 5$ și devine mai sensibilă pentru $\frac{r}{g} > 8 \dots 10$. Ținîndu-se seama că în practică se folosesc uzual table cu grosimi minime în jur de 0,5 mm, rezultă că arcuirea razelor pieselor după îndoire apare începînd de la valori ale razei de 3...4 mm.

Tabelul 2

Relații pentru calculul unghiului de arcuire unilateral β la îndoirea liberă a pieselor în formă de „V”

Material	Unghiul de îndoire				
	45°	60°	75°	90°	120°
OL 38	$0,424 \frac{r}{g} - 0,14$	$0,429 \frac{r}{g} - 0,22$	$0,455 \frac{r}{g} - 1,85$	$0,299 \frac{r}{g} - 0,49$	$0,208 \frac{r}{g} - 0,61$
OL 42	$0,478 \frac{r}{g} - 1,0$	$0,386 \frac{r}{g} - 1,2$	$0,330 \frac{r}{g} - 1,1$	$0,29 \frac{r}{g} - 1,2$	$0,170 \frac{r}{g} - 0,55$
OL 50	$1,68 \frac{r}{g} - 0,90$	$1,40 \frac{r}{g} - 0,92$	$0,18 \frac{r}{g} - 1,4$	$1,09 \frac{r}{g} - 1,20$	$0,915 \frac{r}{g} - 1,95$
OLC 45	$1,10 \frac{r}{g} - 1,10$	$0,985 \frac{r}{g} - 1,45$	$0,875 \frac{r}{g} - 1,28$	$0,725 \frac{r}{g} - 1,25$	$0,538 \frac{r}{g} - 1,4$
OLC 35	$1,16 \frac{r}{g} - 1,9$	$0,939 \frac{r}{g} - 1,4$	$0,873 \frac{r}{g} - 1,8$	$0,745 \frac{r}{g} - 1,9$	$0,512 \frac{r}{g} - 1,64$
OLC 15	$0,585 \frac{r}{g} - 0,2$	$0,55 \frac{r}{g} - 0,5$	$0,484 \frac{r}{g} - 0,54$	$0,409 \frac{r}{g} - 0,59$	$0,367 \frac{r}{g} - 0,97$
TD (N. Cristea)	$0,642 \frac{r}{g} - 1,25$	$0,525 \frac{r}{g} - 1,75$	$0,462 \frac{r}{g} - 1,72$	$0,380 \frac{r}{g} - 1,76$	$0,205 \frac{r}{g} - 1,45$
TD (Oțelul roșu)	$0,664 \frac{r}{g} - 0,42$	$0,627 \frac{r}{g} - 0,65$	$0,550 \frac{r}{g} - 0,50$	$0,424 \frac{r}{g} - 0,60$	$0,334 \frac{r}{g} - 1,25$
Am 85 t	$0,852 \frac{r}{g} - 0,45$	$0,682 \frac{r}{g} - 0,65$	$0,545 \frac{r}{g} - 0,60$	$0,480 \frac{r}{g} - 0,55$	$0,382 \frac{r}{g} - 0,36$
Am 63½ t	$0,922 \frac{r}{g} - 0,88$	$0,825 \frac{r}{g} - 1,30$	$0,710 \frac{r}{g} - 1,16$	$0,610 \frac{r}{g} - 0,92$	$0,545 \frac{r}{g} - 1,15$
Am 95 P 18	$0,702 \frac{r}{g} - 0,42$	$0,540 \frac{r}{g} - 0,10$	$0,413 \frac{r}{g} - 0,10$	$0,372 \frac{r}{g} - 0,30$	$0,157 \frac{r}{g} - 0,35$
AL 99,5	$0,475 \frac{r}{g} - 1,45$	$0,396 \frac{r}{g} - 1,42$	$0,340 \frac{r}{g} - 1,62$	$0,268 \frac{r}{g} - 1,60$	$0,188 \frac{r}{g} - 1,20$
Cu. moale	$0,320 \frac{r}{g} - 0,28$	$0,272 \frac{r}{g} - 0,48$	$0,167 \frac{r}{g} - 0,34$	$0,160 \frac{r}{g} - 0,6$	$0,105 \frac{r}{g} - 0,35$

În ipoteza că arcuirea razei este uniformă de-a lungul piesei îndoite, valoarea acesteia se poate determina, cu suficientă precizie pentru practică, pe baza egalității lungimii arcelor corespunzătoare razelor înainte și după arcuire (fig. 5).

$$L = \frac{\pi \cdot r (180 - \alpha_p)}{180} = \frac{r_1 (180 - \alpha_p - 2 \cdot \beta)}{180}$$

de unde

$$r_1 = r \left(\frac{180 - \alpha_p}{180 - \alpha_p - 2 \cdot \beta} \right)$$

în care r este raza poansonului;

r_1 — raza piesei după îndoire;

α_p — unghiul poansonului.

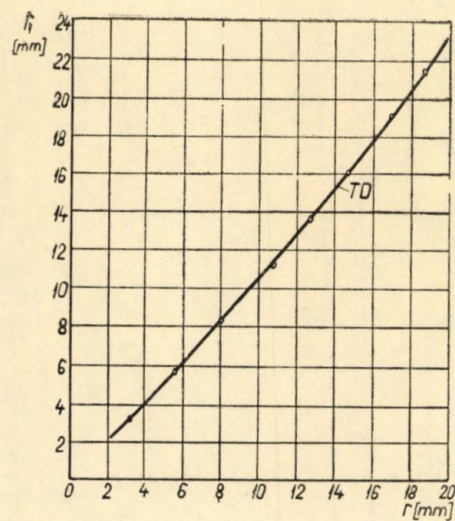


Fig. 8

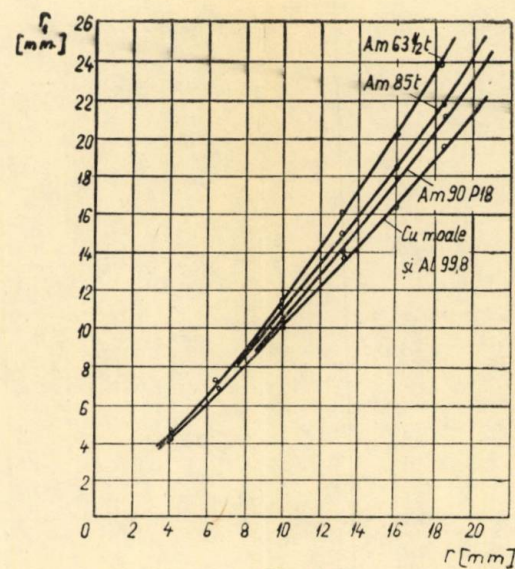


Fig. 9

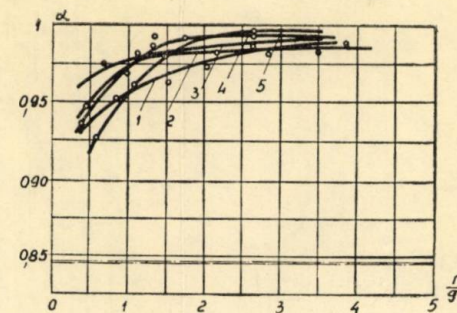


Fig. 10. Variația coeficientului de subțiere α , pentru îndoire la 60° .
1. — OL38; 2. — T.D.A.; 3. — OL42.
4. — O.L.C.15; 5. — O.L.C. 45.

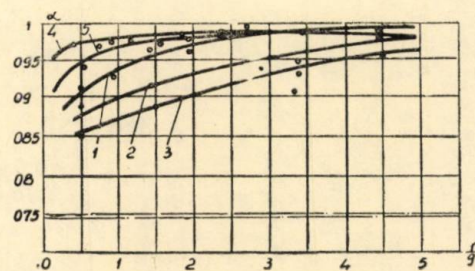


Fig. 11. Variația coeficientului α , pentru îndoire la 45° .

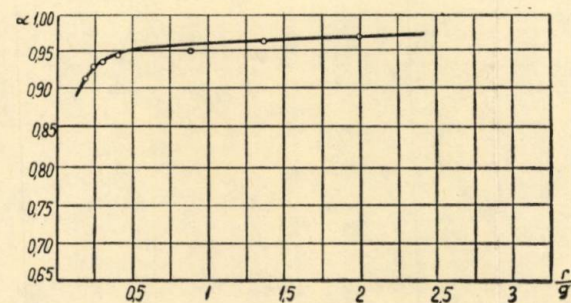


Fig. 12. Variația coeficientului de subțiere α , pentru îndoire la 90° . Materiale moi OL 38; OL 42 și OL 50.

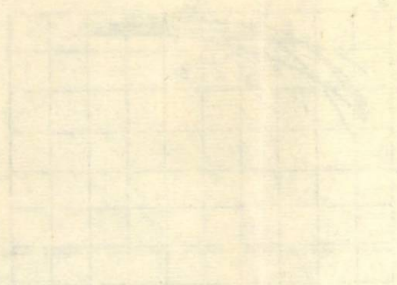


Fig. 1. Graph of the function $y = 10 - x^2$ for x from 0 to 10.

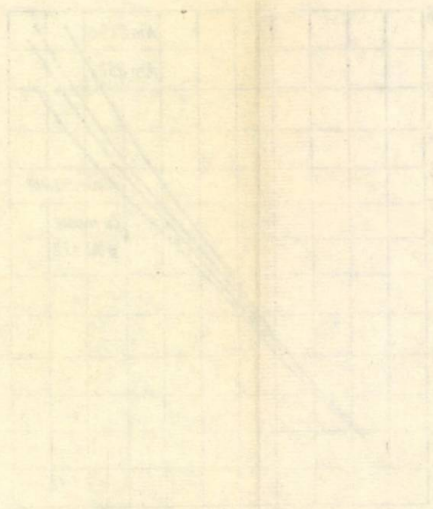


Fig. 2. Graph of the function $y = 10 - x^2$ for x from 0 to 10.

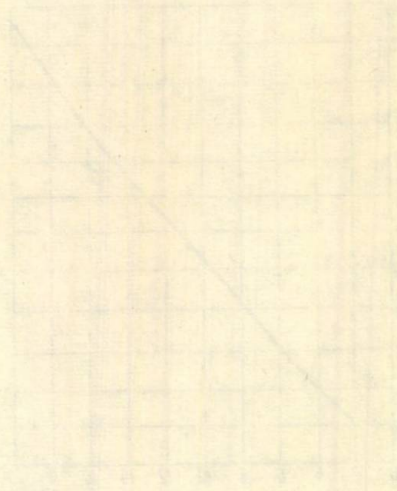


Fig. 3. Graph of the function $y = 10 - x$ for x from 0 to 10.

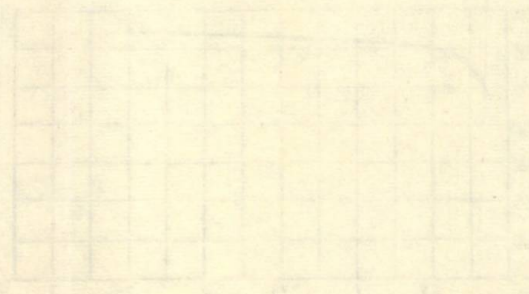


Fig. 4. Graph of the function $y = 10 - x^2$ for x from 0 to 10.

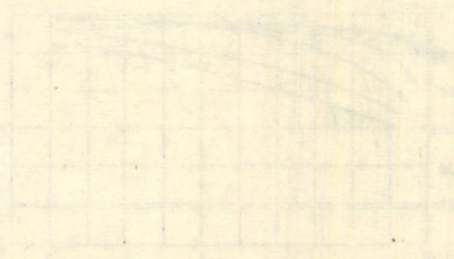


Fig. 5. Graph of the function $y = 10 - x^2$ for x from 0 to 10.

Arcuirea razei pieselor îndoit din table pentru care s-au determinat și unghiurile de arcuire este dată, pentru fiecare caz în parte, în diagramele din figurile 6—9.

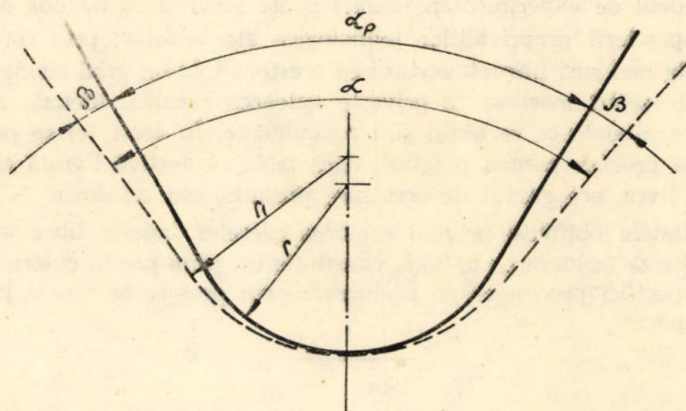


Fig. 5. Schema de calcul privind arcuirea razei piesei în funcție de unghiul de arcuire.

Măsurările grosimii în zona îndoită au condus la stabilirea valorilor coeficienților de subțiere fig. 10—12 a citorva, materiale frecvent folosite în construcțiile de mașini.

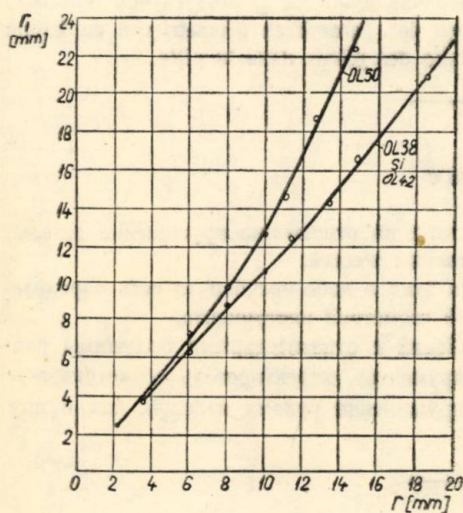


Fig. 6

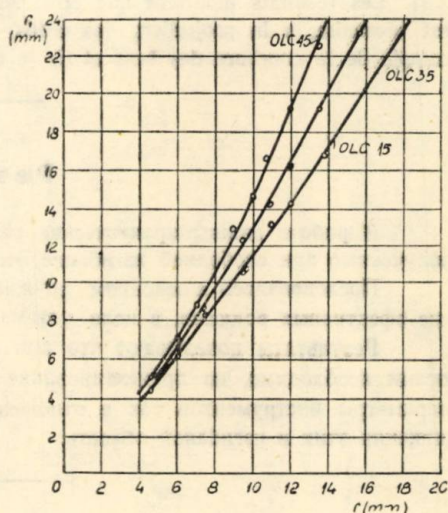


Fig. 7

Din analiza rezultatelor referitoare la arcuirea razelor pieselor îndoit, se constată că mărimea unghiului de îndoire nu influențează sensibil valoarea acesteia, motiv pentru care arcuirea lor s-a stabilit ca fiind funcție numai de calitatea materialului.

Rezultă că arcuirea razei pieselor după îndoire poate fi exprimată, pentru o anumită categorie de materiale, numai în funcție de limita de curgere a materialului și de valoarea razei poansonului de îndoire.

Procedeeul de experimentare folosit poate servi și ca metodă de laborator în scopul aprecierii proprietăților tehnologice ale tablelor, prin comparație cu rezultatele de mai sus, întrucât ecruisarea acestora într-un grad cît de mic atrage după sine deosebiri mari în ce privește valoarea arcuirii. Metoda este simplă, rapidă iar rezultatele ce se obțin sînt concludente. În acest fel se poate stabili, cu suficientă precizie pentru practică, dacă tabla respectivă livrată sau care urmează a se livra, are gradul de ecruisare prescris, sau cel dorit.

Rezultatele obținute privind arcuirea pieselor îndoite liber în formă de „V“, concretizate în lucrarea de față, constituie un prim pas în determinarea unor parametri specifici proceselor de prelucrare prin presare la rece a pieselor din table indigene.

Résumé

Dans cete ouvrage sont synthétisés les résultats expérimentaux concernant la courbure des pièces obtenues par le plissement libre des tôles indigènes.

On a poursuivi spécialement leur courbure dans la place pliée c'est-à-dire l'établissement des rayons effectifs pour assurer la géométrie optimale des outils.

Les résultats montrent que pour les pliements ayant de grands rayons relatifs il est nécessaire, à la projection, des outils, corriger les paramètres géométriques en tenant compte de la courbure des bras et de la courbure des pièces dans la pliée.

Резюме

В работе дажны практические результаты по отношению пружинение деталей полученные при свободной изгибание отечественны жестей.

Последовалось в основном пружинения этих в зоне нагибки то есть определенные эффективных радиусов, в цели оптимальной геометрий инструмента.

Результаты показывают что для изгибаний с относительными большими радиусами необходимо, на проектирование инструментов, корректировать геометрические параметры инструментов так в отношении пружинения руками изделий, как и пружинения этих в изгибаной область.



Tehnoredactor : CIPRIAN TOMȘA
Corectura : ȘTEFAN OLARU

Dat la cules : 21. XII. 1966. Bun de tipar : 29. III.
1967. Hîrtie tipar înalt tip A. Format: 70x100-44.
Coli tipografice : 10. Coli editoriale : 14,50.
Planșe : 7 + 5.

Tiparul executat la Intreprinderea poligrafică
Brașov sub cd. nr. 1106



40.819